This is a digital copy of a book that was preserved for generations on library shelves before it was carefully scanned by Google as part of a project to make the world's books discoverable online.

It has survived long enough for the copyright to expire and the book to enter the public domain. A public domain book is one that was never subject to copyright or whose legal copyright term has expired. Whether a book is in the public domain may vary country to country. Public domain books are our gateways to the past, representing a wealth of history, culture and knowledge that's often difficult to discover.

Marks, notations and other marginalia present in the original volume will appear in this file - a reminder of this book's long journey from the publisher to a library and finally to you.

Usage guidelines

Google is proud to partner with libraries to digitize public domain materials and make them widely accessible. Public domain books belong to the public and we are merely their custodians. Nevertheless, this work is expensive, so in order to keep providing this resource, we have taken steps to prevent abuse by commercial parties, including placing technical restrictions on automated querying.

We also ask that you:

+ *Make non-commercial use of the files* We designed Google Book Search for use by individuals, and we request that you use these files for personal, non-commercial purposes.
+ *Refrain from automated querying* Do not send automated queries of any sort to Google's system: If you are conducting research on machine translation, optical character recognition or other areas where access to a large amount of text is helpful, please contact us. We encourage the use of public domain materials for these purposes and may be able to help.
+ *Maintain attribution* The Google "watermark" you see on each file is essential for informing people about this project and helping them find additional materials through Google Book Search. Please do not remove it.
+ *Keep it legal* Whatever your use, remember that you are responsible for ensuring that what you are doing is legal. Do not assume that just because we believe a book is in the public domain for users in the United States, that the work is also in the public domain for users in other countries. Whether a book is still in copyright varies from country to country, and we can't offer guidance on whether any specific use of any specific book is allowed. Please do not assume that a book's appearance in Google Book Search means it can be used in any manner anywhere in the world. Copyright infringement liability can be quite severe.

About Google Book Search

Google's mission is to organize the world's information and to make it universally accessible and useful. Google Book Search helps readers discover the world's books while helping authors and publishers reach new audiences. You can search through the full text of this book on the web at `http://books.google.com/`

A propos de ce livre

Ceci est une copie numérique d'un ouvrage conservé depuis des générations dans les rayonnages d'une bibliothèque avant d'être numérisé avec précaution par Google dans le cadre d'un projet visant à permettre aux internautes de découvrir l'ensemble du patrimoine littéraire mondial en ligne.

Ce livre étant relativement ancien, il n'est plus protégé par la loi sur les droits d'auteur et appartient à présent au domaine public. L'expression "appartenir au domaine public" signifie que le livre en question n'a jamais été soumis aux droits d'auteur ou que ses droits légaux sont arrivés à expiration. Les conditions requises pour qu'un livre tombe dans le domaine public peuvent varier d'un pays à l'autre. Les livres libres de droit sont autant de liens avec le passé. Ils sont les témoins de la richesse de notre histoire, de notre patrimoine culturel et de la connaissance humaine et sont trop souvent difficilement accessibles au public.

Les notes de bas de page et autres annotations en marge du texte présentes dans le volume original sont reprises dans ce fichier, comme un souvenir du long chemin parcouru par l'ouvrage depuis la maison d'édition en passant par la bibliothèque pour finalement se retrouver entre vos mains.

Consignes d'utilisation

Google est fier de travailler en partenariat avec des bibliothèques à la numérisation des ouvrages appartenant au domaine public et de les rendre ainsi accessibles à tous. Ces livres sont en effet la propriété de tous et de toutes et nous sommes tout simplement les gardiens de ce patrimoine. Il s'agit toutefois d'un projet coûteux. Par conséquent et en vue de poursuivre la diffusion de ces ressources inépuisables, nous avons pris les dispositions nécessaires afin de prévenir les éventuels abus auxquels pourraient se livrer des sites marchands tiers, notamment en instaurant des contraintes techniques relatives aux requêtes automatisées.

Nous vous demandons également de:

+ *Ne pas utiliser les fichiers à des fins commerciales* Nous avons conçu le programme Google Recherche de Livres à l'usage des particuliers. Nous vous demandons donc d'utiliser uniquement ces fichiers à des fins personnelles. Ils ne sauraient en effet être employés dans un quelconque but commercial.

+ *Ne pas procéder à des requêtes automatisées* N'envoyez aucune requête automatisée quelle qu'elle soit au système Google. Si vous effectuez des recherches concernant les logiciels de traduction, la reconnaissance optique de caractères ou tout autre domaine nécessitant de disposer d'importantes quantités de texte, n'hésitez pas à nous contacter. Nous encourageons pour la réalisation de ce type de travaux l'utilisation des ouvrages et documents appartenant au domaine public et serions heureux de vous être utile.

+ *Ne pas supprimer l'attribution* Le filigrane Google contenu dans chaque fichier est indispensable pour informer les internautes de notre projet et leur permettre d'accéder à davantage de documents par l'intermédiaire du Programme Google Recherche de Livres. Ne le supprimez en aucun cas.

+ *Rester dans la légalité* Quelle que soit l'utilisation que vous comptez faire des fichiers, n'oubliez pas qu'il est de votre responsabilité de veiller à respecter la loi. Si un ouvrage appartient au domaine public américain, n'en déduisez pas pour autant qu'il en va de même dans les autres pays. La durée légale des droits d'auteur d'un livre varie d'un pays à l'autre. Nous ne sommes donc pas en mesure de répertorier les ouvrages dont l'utilisation est autorisée et ceux dont elle ne l'est pas. Ne croyez pas que le simple fait d'afficher un livre sur Google Recherche de Livres signifie que celui-ci peut être utilisé de quelque façon que ce soit dans le monde entier. La condamnation à laquelle vous vous exposeriez en cas de violation des droits d'auteur peut être sévère.

À propos du service Google Recherche de Livres

En favorisant la recherche et l'accès à un nombre croissant de livres disponibles dans de nombreuses langues, dont le français, Google souhaite contribuer à promouvoir la diversité culturelle grâce à Google Recherche de Livres. En effet, le Programme Google Recherche de Livres permet aux internautes de découvrir le patrimoine littéraire mondial, tout en aidant les auteurs et les éditeurs à élargir leur public. Vous pouvez effectuer des recherches en ligne dans le texte intégral de cet ouvrage à l'adresse `http://books.google.com`

Sci 1480.188
HARVARD COLLEGE LIBRARY

BOUGHT FROM THE INCOME OF THE FUND
BEQUEATHED BY
PETER PAUL FRANCIS DEGRAND
(1787-1855)
OF BOSTON
FOR FRENCH WORKS AND PERIODICALS ON THE EXACT SCIENCES
AND ON CHEMISTRY, ASTRONOMY AND OTHER SCIENCES
APPLIED TO THE ARTS AND TO NAVIGATION

SCIENCE CENTER LIBRARY

BULLETIN

DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME.

PARIS. — IMPRIMERIE GAUTHIER-VILLARS,

Quai des Grands-Augustins, 55.

BULLETIN

DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME.

N° 10.

SESSION DE 1899.

PARIS,

GAUTHIER-VILLARS, IMPRIMEUR-LIBRAIRE

DU BUREAU DES LONGITUDES, DE L'ÉCOLE POLYTECHNIQUE,

Quai des Grands-Augustins, 55.

1899

Sci 1480.188

HARVARD COLLEGE
JUL 27 1920
LIBRARY

Degrand fund

BULLETIN

DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME.

STATUTS

APPROUVÉS PAR L'ASSEMBLÉE GÉNÉRALE DU 1er DÉCEMBRE 1888,
MODIFIÉS PAR LES ASSEMBLÉES GÉNÉRALES DU 17 JANVIER 1895, DU 15 JUIN 1898
ET DU 29 MAI 1899.

But de l'institution.

ART. 1. — Il est créé à Paris une *Association technique maritime* ayant pour but de perfectionner la construction et l'armement des navires :

1° En rassemblant en commun les résultats de l'expérience acquise isolément par les constructeurs, mécaniciens, officiers de marine, armateurs, yachtsmen et autres, et qui, sans valeur lorsqu'ils restent isolés, peuvent aider au progrès des constructions lorsqu'ils se trouveront condensés dans une publication spéciale;

2° En faisant connaître les résultats des travaux accomplis à l'étranger, et en constituant des archives renfermant tous les renseignements utiles aux industries maritimes;

3° En mettant à la disposition de l'initiative individuelle la force collective de l'institution pour étudier les inventions nouvelles, discuter les théories et problèmes techniques, et poursuivre les recherches expérimentales et autres, qui peuvent être de nature à faire progresser la science des constructions navales et les méthodes d'exploitation maritime.

Organisation.

ART. 2. — L'Association technique maritime se composera de *membres donateurs*, de *membres adhérents* et de *membres honoraires*.

Les membres donateurs et adhérents seront convoqués en assemblée générale chaque année, afin d'élire les membres du Bureau et le trésorier pour l'année suivante. Les membres du Bureau ainsi que le trésorier sont rééligibles.

§ 1. Tout candidat devra être âgé de 21 ans, au moins, et être présenté par deux membres au moins.

Les officiers des différents corps de la marine militaire seront admis sans avoir besoin de présentation.

Pourront être nommés *membres donateurs,* sur leur demande, les Sociétés ou Collectivités quelconques, admises par le Bureau, ainsi que toute personne rèmplissant les conditions nécessaires pour être admise comme membre adhérent. Les Sociétés ou Collectivités peuvent se faire représenter par un délégué aux assemblées générales.

§ 2. Le titre de *membre honoraire* pourra être donné aux personnes auxquelles l'Association désirera conférer une distinction honorifique.

§ 3. Auront droit au titre de *membre fondateur* les membres du Comité d'organisation et les premiers adhérents.

§ 4. L'admission provisoire des membres nouveaux sera prononcée par le Bureau.

L'admission sera rendue définitive par le vote de l'assemblée générale.

§ 5. Le Bureau peut prononcer pour motifs graves l'exclusion d'un membre, lequel est préalablement appelé à fournir des explications. La décision du Bureau peut être déférée par le membre intéressé à la plus prochaine assemblée générale.

Administration.

Art. 3. — L'Association sera administrée par son Bureau, composé d'un président, de six vice-présidents, d'un secrétaire général, d'un secrétaire, d'un secrétaire-adjoint et d'un trésorier.

Le Bureau s'adjoindra un certain nombre de membres adhérents, pouvant s'élever à vingt, pour former un *Comité d'études* qui examinera les communications adressées à l'Association, décidera s'il y a lieu de les publier dans le *Bulletin* ou de les lire à l'assemblée générale, prendra toutes les mesures propres à favoriser le développement de l'Association, la création d'archives aussi complètes que possible, etc.

§ 1. Ce Comité d'études se réunira sous la présidence du président ou de l'un des vice-présidents, chaque fois que le Bureau le jugera nécessaire.

§ 2. Les fonctions du secrétaire général consisteront à diriger la correspondance de l'Association, à tenir les procès-verbaux de toutes les séances, à s'occuper de la publication des Mémoires, à prendre soin de la bibliothèque et des collections de la Société, à diriger la préparation des comptes.

§ 3. Le secrétaire général sera assisté du secrétaire et du secrétaire-adjoint. Ce dernier sera chargé spécialement de la bibliothèque et de l'impression du *Bulletin de l'Association.*

Assemblée générale.

Art. 4. — Une assemblée générale de l'Association aura lieu chaque année à Paris, au siège provisoire de la Société, rue de l'Arcade, 16.

§ 1. L'ordre du jour de l'assemblée générale sera fixé ainsi qu'il suit :

1° Lecture des rapports du Comité d'études et du trésorier;

2° Élection du Bureau pour l'année suivante;

3° Lecture et discussion des Mémoires approuvés par le Comité d'études;

4° Modification des statuts s'il y a lieu.

Le nouveau Bureau entrera en fonctions à partir de la clôture de l'assemblée générale.

Cotisations.

Art. 5. — § 1. Les membres donateurs payeront une cotisation unique de 1000fr; ils recevront le *Bulletin de l'Association*. Les membres adhérents payeront une cotisation annuelle de 30fr: ils recevront en échange le *Bulletin de l'Association*.

La cotisation annuelle pourra être remplacée par un payement unique de 400fr, qui donnera droit au titre de souscripteur perpétuel.

§ 2. A défaut de payement pendant deux années consécutives, le Bureau pourra proposer la radiation.

Le Bureau pourra accorder des dispenses de cotisation aux membres et associés qui se trouveront dans des conditions spéciales, ou accepter en payement des livres ou autres objets utiles à l'Association.

Les membres honoraires ne payeront pas de cotisation.

§ 3. Les cotisations sont dues à compter du 1er janvier de chaque année, quelle que soit l'époque de l'admission. La première année se comptera à partir du 1er janvier 1889.

Emploi des fonds.

Art. 6. — Les ressources provenant des cotisations et des dons faits à l'Association seront employées au payement des frais de toute sorte supportés par l'administration, à la publication du *Bulletin*, à la constitution d'une bibliothèque technique, etc.

Les sommes restant en caisse à la fin de chaque année seront placées par les soins du Bureau, et réservées pour faire face aux dépenses exceptionnelles que l'Association peut avoir à supporter.

Dispositions légales.

Art. 7. — Nul ne peut être élu membre du Bureau s'il n'est Français et s'il ne jouit pas de ses droits civils et politiques.

Art. 8. — Le président de la Société fera connaître en temps utile à l'autorité les changements qui viendront à se produire dans la composition du Bureau.

Il adressera chaque année à M. le Préfet de police un compte rendu sur la situation morale et financière de la Société.

Art. 9. — Les discussions politiques et religieuses sont formellement interdites dans les réunions.

Art. 10. — Les modifications statutaires qui seraient adoptées ne pourront être mises en vigueur sans l'approbation préalable de l'autorité.

Art. 11. — La dissolution de l'Association ne pourra être prononcée que par une assemblée générale, et à la majorité des deux tiers des membres présents.

Art. 12. — En cas de dissolution, les fonds restant en caisse, après toutes dépenses soldées, seront versés à une Société scientifique ou à une Société de bienfaisance, selon la décision prise à ce sujet par l'assemblée générale.

Nota. — Les correspondances, Mémoires, brochures, livres, journaux, etc., doivent être adressés à M. le secrétaire général de l'Association technique maritime, 16, rue de l'Arcade, à Paris.

Les cotisations non encore payées peuvent être adressées à **M. Borja de Mozota**, trésorier, Bureau Veritas, 8, place de la Bourse, Paris.

ANNÉE 1899.

MEMBRES DU BUREAU.

Président : M. de Bussy, Membre de l'Institut, Inspecteur général du Génie maritime en retraite.

Président d'honneur : M. le Vice-Amiral Thomasset.

Vice-présidents :
- M. Bertin, Directeur des Constructions navales.
- M. Bienaymé, Inspecteur général du Génie maritime, en retraite.
- M. Daymard, Ingénieur en chef de la Compagnie Générale Transatlantique.
- M. Ch. Moutier, Directeur général de la Compagnie d'assurances maritimes *la Foncière*.
- M. J.-A. Normand, Constructeur de navires au Havre.
- M. E. Pérignon, Ingénieur.

Secrétaire général : M. Hauser, Ingénieur de la Marine en retraite.

Secrétaire : M. Turgan, Ingénieur civil des Constructions navales.

Secrétaire-adjoint : M. L. Muller, Capitaine au long cours.

Trésorier : M. Borja de Mozota, Administrateur du Bureau Veritas.

COMITÉ D'ÉTUDES.

MM. les Membres du Bureau

et MM. Carié, Ingénieur en chef des Forges et Chantiers de la Méditerranée.
Degouy, Capitaine de frégate.
Doyère, Ingénieur de la Marine.
Duprat, Directeur de la Compagnie des Chargeurs Réunis.
Guyou, Capitaine de frégate, Membre de l'Institut.
Leclert, Ingénieur de la Marine en retraite.
Menier (G.), Ingénieur civil.
Noel, Ingénieur de la Marine en retraite.
Piaud, Ingénieur des Établissements Delaunay-Belleville.
Rueff, Directeur des Messageries fluviales de Cochinchine.
Widmann, Directeur général des Forges et Chantiers de la Méditerranée.

LISTE GÉNÉRALE DES MEMBRES.

MM.

Abraham, Ingénieur de la Marine de réserve, Paris.
Afonasieff, Sous-Inspecteur général mécanicieu de la Marine russe, Saint-Pétersbourg.
Allest (d'), Administrateur délégué des Chantiers et Ateliers de Provence, Marseille.
Anastassiou, Ingénieur de la Marine hellénique, le Pirée.
Aurous, Directeur des Constructions navales en retraite, Paris.
Aurous, Ingénieur de la Marine, Brest.
Baclé, Ingénieur civil, Paris.
Bacot, Ingénieur des Constructions navales en retraite, Paris.
Baffert, Ingénieur de la Marine, Paris.
Bal (Ed.), Administrateur délégué du Bureau Veritas, Paris.
Baron, Ingénieur des Chantiers et Ateliers de la Gironde, Bordeaux.
Belamy, Inspecteur du Bureau Veritas, Nantes.
Berlhe de Berlhe, Expert du Bureau Veritas, Paris.
Berlhe de Berlhe, Ingénieur de la Marine, Guérigny.
Bernard (R.), Président de la Société Nantaise de Navigation à vapeur, Paris.
Bernard (G.), Ingénieur aux Forges et Chantiers de la Méditerranée, le Havre.
Bernardi, Directeur technique du Chantier naval Odero, Gênes.
Bernheim, Ingénieur de la Marine, Paris.
Berrier-Fontaine, Directeur des Constructions navales, Indret.
Bertin, Directeur des Constructions navales, Paris.
Besson, Ingénieur de la Marine, Rochefort.
Bidermann, Ingénieur, Paris.
Bienaymé, Inspecteur général du Génie maritime en retraite, Toulon.
Boissevain, Inspecteur du Bureau Veritas, Marseille.
Bondy (vicomte L. de), Président de la Société des Chantiers et Ateliers de la Gironde, Paris.
Bonnardel (I.), Administrateur de la Compagnie de Navigation du Rhône, Paris.
Bonnet (A.), Ingénieur aux Forges et Chantiers de la Méditerranée, le Havre.
Borja de Mozota, Administrateur du Bureau Veritas, Paris.
Bricard (H.), Directeur de l'exploitation des Forges et Chantiers de la Méditerranée, au Havre.
Brillié (H.), Ingénieur de la Marine, Indret.
Brosser, Ingénieur de la Marine (Établissements Schneider), au Creusot.
Brotherhood, Ingénieur-Constructeur, Londres (S. P.).
Bussy (de), Membre de l'Institut, Inspecteur général du Génie maritime en retraite, Ingénieur conseil de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, Paris.
Cabrol (Baron Ph. de), Administrateur Délégué de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, Paris.

MM.

CADIAT, Ancien Ingénieur de la Marine, Toulon.

CANET, Directeur du service de l'artillerie des établissements Schneider et Cie, Paris (S. P.).

CARIÉ, Ingénieur en chef de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée, Paris.

CASTELNAU, Ingénieur de la Marine, Paris.

CAVELIER DE CUVERVILLE (J. DE), Vice-Amiral, Paris.

CHACE (Mason Smith), Ingénieur civil des Constructions navales, Newport-News (États-Unis).

CHAIGNEAU, Ingénieur, Paris.

CHAPMAN, Ingénieur civil, Paris.

CHASSELOUP-LAUBAT (Marquis de), Ingénieur civil, Paris (S. P.).

CHAUDOYE, Directeur général de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, Paris.

CHEVREUX, Ingénieur civil, Levallois-Perret.

CHORON, Ingénieur de la Marine, Paris.

CLAPARÈDE (Cl.), Ingénieur-Constructeur, Argenteuil.

CLAPARÈDE (Fr.), Ingénieur-Constructeur, Argenteuil.

CLAUZEL, Ingénieur de la Marine, Directeur de l'École d'Application du Génie maritime, Paris.

CLAYTON GREEN, Ingénieur, Londres.

CLEEF (J.-E. VAN), Ingénieur de la Marine néerlandaise, Département de la Marine, Sœrabaya.

CLERMONT (DE), Administrateur de la Compagnie des Chargeurs Réunis, Paris.

COLINET, Ingénieur civil des Constructions navales, Bordeaux.

COMPÈRE, Président de l'Association des Propriétaires d'appareils à vapeur, Paris.

COP, Ingénieur de la Marine des Pays-Bas, Delft.

COURVILLE (DE), Ingénieur de la Marine, Paris.

COVILLE, Ingénieur en Chef des Chantiers de Graville, le Havre.

CRETZ, Ingénieur de la Société Cockerill, Hoboken (Belgique).

CROLL (D.), Directeur des Chantiers de Constructions navales de Fijenoord, Rotterdam.

CRONEAU, Ingénieur de la Marine, Directeur de l'Arsenal de Lisbonne.

DABLAUD, Fondé de pouvoirs de la *Foncière-Transports*, Paris.

DAYMARD, Ingénieur en Chef de la Compagnie Générale Transatlantique, Paris.

DEGOIX, Assureur maritime, Paris.

DEGOUY, Capitaine de Frégate, Dunkerque.

DELAITRE, Ingénieur de la Marine en retraite, Ingénieur à la Compagnie de l'Ouest, Paris.

DELAUNAY-BELLEVILLE, Ingénieur-Constructeur, Paris.

DELZONS, Représentant à Paris de la *Maatschappij de Maas*, de Rotterdam.

DENNY (Archd), Constructeur, à Dumbarton.

DEZEUSTRE, Assureur maritime, Boulogne-sur-Mer.

DIBOS, Ingénieur de la Compagnie d'Assurances maritimes *la Foncière*, Paris.

DIOU, Chef d'Études à la Compagnie Générale Transatlantique, Paris.

DOLGOROUKOW, Ingénieur de la Marine russe, Saint-Pétersbourg.

DORÉMIEUX, Fabricant de chaînes, Saint-Amand (Nord).

DOYÈRE, Ingénieur de la Marine, Directeur de l'Arsenal de Fou-Tcheou (Chine).

DREYFUS (J.), Ingénieur, Paris.

DREYFUS (M.), Administrateur-Délégué de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, Paris.

MM.

Drzewiecki (Stéphane), Ingénieur, Paris.
Dubar, Ingénieur, Paris.
Duboc, Lieutenant de vaisseau de réserve, Paris.
Duchesne, Inspecteur du Bureau Veritas, Le Vésinet.
Dudebout, Sous-Directeur du Matériel au Ministère de la Marine, Paris.
Dulniau, Chef du Service des machines aux usines du Creusot.
Duminy, Ingénieur en Chef de la Compagnie des Chargeurs Réunis, le Havre.
Dunn, Directeur des établissements Vickers Maxim et Cie, Londres.
Duprat, Directeur de la Compagnie des Chargeurs Réunis, Paris.
Dupré, Ingénieur de la Marine, Lorient.
Dupré (M.), Capitaine de vaisseau, Lorient.
Elgar (Francis), Vice-Président de l'*Institution of Naval Architects*, Londres.
Ellis, Ancien Inspecteur du Bureau Veritas, Liverpool.
Estier (Henri), Armateur, Marseille.
Evers, Ingénieur civil, le Havre.
Faramond de Lafajole (de), Ingénieur des Arts et Manufactures, Paris.
Fautrel (G.), Armateur, Paris.
Ferrand, Ingénieur de la Marine, Paris.
Fleuret, Ingénieur civil, Paris.
Fliche, Ingénieur de la Marine en retraite, attaché aux usines du Creusot, Paris.
Fouché, Ingénieur-Constructeur, Nantes.
Fox (Samson), Managing Director Leeds Forge Co. Leeds.
Foy, Ingénieur civil des Constructions navales, Paris.
Garelli (Fabio), Ingénieur aux Chantiers de Sestri-Ponente, Italie.
Garnier, Directeur des Constructions navales, à Brest.
Gauthier, Ingénieur à la Compagnie des Chargeurs Réunis, le Havre.
Gauthier-Villars, ancien Élève de l'École Polytechnique, Imprimeur-Éditeur, Paris.
Geffrin, Inspecteur du Bureau Veritas, Dunkerque.
Gelder (de), Ingénieur des Chantiers Smit et Zoon, à Kinderdijk.
Gény (M.), Directeur des Usines Schneider et Cie, le Creusot.
Giacomuzzi, Ingénieur des Chantiers Odero, Sestri Ponente.
Godard, Ingénieur de la Marine, Directeur de la Société des Générateurs Belleville, Saint-Denis.
Godet, Directeur de la Corderie de la Seine, le Havre.
Godinet (A.), Ingénieur civil, Lyon.
Goyetche, Assureur maritime, Bordeaux.
Gravell (J.), Représentant en Chef du Bureau Veritas pour le Royaume-Uni, Londres.
Greiner, Directeur de la Société Cockerill, Seraing (Belgique).
Grolous, Ingénieur à la Compagnie Générale Transatlantique, Paris.
Guérin de Liteau, Ingénieur à la Compagnie Générale Transatlantique, Paris.
Guglielmino (Pietro), Ingénieur aux Chantiers Ansaldo, Gênes.
Guichard, Directeur des Ateliers et Chantiers de la Loire, Saint-Nazaire.
Guillaume (E.), Ingénieur de la Marine, Rochefort.
Guillaume (C.), Ingénieur de la Marine, Marseille.
Guyou, Capitaine de frégate, Membre de l'Institut, Paris.
Harada, Ingénieur à l'Arsenal de Kuri (Japon).

MM.

HART (G.), Ingénieur au Chemin de fer du Nord, Paris.
HATT, Ingénieur hydrographe, Membre de l'Institut, Paris.
HAUSER, Ingénieur de la Marine en retraite, Paris.
HEER (H. DE), Ingénieur de la Marine Néerlandaise, Département de la Marine, Sœrabaya.
HEURTEL (F.), Capitaine de frégate de réserve, Paris.
HOCHGESAND, Directeur des établissements Henry, Paris.
HUBAC, Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville, Saint-Denis.
HUGOT, Membre de la Chambre de Commerce, Paris.
HURÉ (P.), Ingénieur-Constructeur, Paris.
HUYGHENS, Constructeur de navires, Amsterdam.
JANSEN, Ingénieur civil, Maestricht.
JOUET-PASTRÉ, Président du Conseil d'administration de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée, Paris.
JULLIEN (Marius), Marseille.
KIRKALDY, Londres.
KRAFT (fils), Ingénieur des Chantiers Cockerill, Soraing (Belgique).
KRILOFF (A.), Professeur à l'Académie navale de Saint-Pétersbourg, Lieutenant de vaisseau de la Marine russe.
LAFERTÉ, de la maison Schneider et Cie, Paris.
LAGANE, Directeur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, La Seyne.
LAMBERT, Ingénieur civil, Uccle (Belgique).
LARUE, Directeur de la Compagnie générale de la Navigation, Lyon.
LAUBEUF, Ingénieur de la Marine, Cherbourg.
LECLERT, Ingénieur de la Marine en retraite, Paris.
LECOINTE, Ingénieur en chef de la Marine belge, Ostende.
LEDOUX, Ingénieur en Chef au corps des Mines, Paris.
LEFLAIVE, Ingénieur des Constructions navales, Saint-Étienne.
LE GO, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, la Seyne.
LEGRU, Ingénieur civil, Paris.
LELONG, Ingénieur de la Marine, Paris.
LE MARCHAND (A.), Ingénieur-Constructeur, Rouen.
LEROY (J.), Agent de la Compagnie d'Assurances maritimes *la Foncière*, Calais.
LE SAUVAGE, Directeur des Chantiers Satre, Arles.
LEVERD, Courtier-Juré d'Assurances, Paris.
LIKHATCHOF, Vice-Amiral (Marine Impériale Russe), Paris.
LOIR (M.), Lieutenant de vaisseau en retraite, Paris.
LUCARDIE, Directeur de la *Maatschappij de Maas*, Rotterdam.
MADAMET, Directeur de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée, Marseille.
MALLET, Sous-Directeur de la Compagnie d'assurances maritimes *la Foncière*, Paris.
MARBEC, Ingénieur des Constructions navales, Toulon.
MARCHAL (H.), Ingénieur de la Marine, Saint-Nazaire.
MASSALSKI, Ingénieur civil, Paris.
MAUPEOU D'ABLEIGES (DE), Directeur des Constructions navales, Lorient.
MAW, Ingénieur, Directeur de l'*Engineering*, Londres.
MEERTEN (H. VAN), Ingénieur en Chef des Constructions navales à Buitenzorg, Java.
MENIER (Gaston), Ingénieur civil, Paris.

MM.

MENIER (Henri), Ingénieur civil, Paris.
MICHELI (P.), Inspecteur du Bureau Veritas, Gênes.
MILLAR (Sir W. Armstrong, Mitchell et C°), Newcastle.
MINEL, Ingénieur de la Marine, Paris.
MOISSENET, Ingénieur de la Marine, Cherbourg.
MOLLER, Ingénieur civil, Bremerhaven.
S. A. S. Monseigneur le Prince DE MONACO, Monaco.
MONTUPET, Ingénieur-Constructeur, Paris.
MORIN, Ingénieur de la Marine, Paris.
MORITZ, Ancien Ingénieur de la Marine, Ourscamps (Oise) (S. P.).
MÖRNER (Comte H.-A.), Ingénieur de la Marine Royale Suédoise, Carlskrona (Suède).
MORNET (Ch.), Lieutenant de vaisseau à bord du *Brennus*.
MOUTIER, Directeur général de la Compagnie d'assurances maritimes *la Foncière*, Paris.
MULLER, Capitaine au long cours, Paris.
NICLAUSSE (J.), Ingénieur-Constructeur, Paris.
NOEL (Charles), Ingénieur de la Marine en retraite, Paris.
NORMAND (J.-A.), Ingénieur-Constructeur, le Havre.
PAINVIN, Ingénieur aux Ateliers et Chantiers de la Loire, Nantes.
PÉRIGNON, Ingénieur des Arts et Manufactures, Paris.
PERRÉGAUX, Ingénieur civil, Nantes.
PETITHOMME, Ingénieur des Constructions navales, Toulon.
PIAUD, Ingénieur des Établissements Delaunay-Belleville, Chatou.
PIERRARD, Ingénieur de la Marine belge, Anvers.
PIHLGREN, Directeur du Commerce au Ministère de l'Intérieur, Stockholm.
PINCZON, Ingénieur de la Cie Transatlantique, Saint-Nazaire.
PLUYETTE, Ingénieur de la Marine, Ingénieur de l'Escadre du Nord.
PONCHEZ, Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville, Saint-Denis.
PRESSEQ, Ingénieur de la Marine, Chantiers et Ateliers de la Gironde, Bordeaux.
PRUDON, Mécanicien principal de la Marine, en retraite, attaché aux usines du Creusot, Cherbourg.
RATEAU, Ingénieur au corps des Mines, Paris.
RAVIER (S.-L.), Ingénieur de la Marine, à Douai.
REED (Sir Edward J.), K.C.B. — F.R.S., Londres.
RENNER, Ingénieur civil, Cologne.
REVOL, Ingénieur de la Marine, Établissements Schneider, le Creusot.
RIMBAUD, Ingénieur aux Forges et Chantiers de la Méditerranée, La Seyne.
RISBEC, Ingénieur de la Marine, en retraite, Directeur des Ateliers des Messageries maritimes, la Ciotat.
ROBERTSON, Inspecteur du Veritas, Glascow.
ROCHE, Ancien Ingénieur de la Marine, Directeur de l'usine à gaz de Nevers.
ROTHSCHILD (baron Arthur DE), Propriétaire de yachts, Paris.
ROTHSCHILD (baron Edouard DE), Propriétaire de yachts, Paris.
ROVERS, Inspecteur du Bureau Veritas, Amsterdam.
RUEFF, Administrateur-Délégué des Messageries fluviales de Cochinchine, Paris (S. P.).
SABATHIER, Ingénieur du Bureau Veritas, le Havre.
SAGLIO, Directeur des Constructions navales, en retraite, Paris.

MM.

SALVERT-BELLENAVE (DUTOUR DE), Ingénieur de la Marine, Cherbourg.
SATRE (Henri), Ingénieur-Constructeur, Lyon.
SAUTTER, Ingénieur de la maison Sautter, Harlé et Cie, Paris.
SCHMIDT (M.), Directeur des Chantiers du Creusot, Chalon.
SCHNEIDER (E.), Maître de Forges, le Creusot.
SCHNEIDER, Ingénieur du Bureau Veritas, Hambourg.
SCIAMA, Directeur de la maison Breguet, Paris.
SCOTT (J.), Ingénieur-Constructeur, Halkshill, Largs, Ayrshire (Angleterre).
SEBERT (Général), Administrateur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, Paris.
SELLERON, Ingénieur de la Marine, en retraite, Paris.
SIEBERS, Ingénieur des Constructions navales, Sœrabaya.
SIGAUDY, Ingénieur en chef des Forges et Chantiers de la Méditerranée, le Havre.
SIMONOT (E.), Ingénieur des Constructions navales, le Creusot.
STAPFER DE DUCLOS, Ingénieur-Constructeur, Marseille (S. P.).
TELLIER (FILS), Constructeur, Paris.
TERRÉ, Ingénieur de la Marine, Paris (S. P.).
THIBAUDIER, Directeur du matériel au Ministère de la Marine, Paris.
THIRION, Ingénieur-Constructeur, Paris.
THOMASSET (Vice-Amiral), Paris.
TORRIANI (D.), Ingénieur, Directeur de l'Établissement Torriani et Cie, Sampierdarena.
TOULOT, Ingénieur de la Compagnie française des Transports fluviaux et maritimes, Petit-Genevilliers.
TOUSSAINT, Ancien Chef de Service des Ateliers de construction des usines du Creusot.
TROMP, ancien Officier d'Artillerie des Pays-Bas, Rotterdam.
TURBOT, Fabricant de chaînes, Anzin.
TURGAN (L.), Ingénieur civil des Constructions navales, Paris.
VASCONCELLOS (J. DE), Ingénieur des Constructions navales, Lisbonne.
VASLIN (H.), Ingénieur civil, Paris.
VECHKOURTZOFF, Ingénieur de la Marine russe, à Saint-Pétersbourg.
VERMAND, Ingénieur aux Ateliers et Chantiers de la Loire, Saint-Nazaire.
VIVET (L.), Ingénieur civil des Constructions navales, Saint-Nazaire (S. P.).
VOILLAUME (G.), Ingénieur des Établissements Schneider, Paris.
VOISIN (E.), Capitaine au long cours, Paris.
WAHL, Ingénieur de la Marine, Paris.
WETHERBEE, Ingénieur des Constructions navales, Bath Shipbuilding Co, États-Unis.
WHITE (Sir William), Director of naval Construction and Assistant Controller of the Navy, Membre de la Société Royale, Londres.
WIDMANN, Directeur général de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée, Paris.
WILKINSON, Directeur des Chantiers de Normandie, Rouen.
WOODWARD, Ingénieur des Constructions navales, Newport News, Virginia, États-Unis.
YARROW, Constructeur, Londres.
YOUNG, Ingénieur du Veritas, Londres.

DIXIÈME SESSION

DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME

29, 30, 31 MAI ET 1er JUIN 1899.

La dixième Assemblée générale des membres de l'Association technique maritime a eu lieu dans le local des séances, 16, rue de l'Arcade, à Paris, les 29, 30, 31 mai et 1er juin 1899, sous la présidence de M. Daymard, Ingénieur en Chef de la Compagnie Générale Transatlantique, Vice-Président de l'Association.

SÉANCE DU 29 MAI.

La séance est ouverte à 4h.

M. le Président prononce le discours suivant :

Messieurs et chers Collègues,

C'est avec peine que je viens annoncer à l'Association qu'une indisposition de notre Président, M. de Bussy, l'empêche de prendre part à cette session. En son lieu et place, M. Normand devait la présider; mais il se trouve à son tour empêché, ainsi qu'il le fait connaître par une lettre que j'ai reçue hier (M. Daymard donne lecture de la lettre de M. Normand).

Je serai certainement l'interprète de tous les membres de l'Association en exprimant les vifs regrets que nous cause l'absence de MM. de Bussy et Normand. J'espère que la session ne s'achèvera pas sans que ce dernier puisse

venir au moins à l'une des séances pour nous lire son très intéressant Mémoire sur les hélices.

Je ne suis point préparé à exposer à l'Association une revue de l'année maritime, comme il est dans l'usage que le Président le fasse à l'ouverture des sessions. Toutefois, pour consacrer le principe, je rappellerai que l'année qui vient de s'écouler a été extrêmement prospère pour les constructions navales dans tous les pays possédant cette industrie. Si le nôtre, en particulier, et quoique tous ses chantiers aient été remplis et aient travaillé avec activité, n'a pas eu la part qui doit lui revenir, nous pouvons envisager l'avenir sous un jour meilleur : les projets de création de chantiers nouveaux ne sont plus, en effet, seulement à l'étude, ils ont reçu ou vont recevoir un commencement d'exécution.

La fin de 1898 et le commencement de 1899 n'ont pas vu surgir d'importantes innovations dans les types de navires de combat ou de commerce. On peut constater seulement qu'il subsiste une certaine tendance à augmenter encore les déplacements, malgré les raisons si sérieuses qu'il y a de ne pas arriver à des unités d'un prix trop élevé et d'une importance excessive.

Pour les cuirassés de combat on a atteint et même dépassé le déplacement de 15000 tonnes. Sur les grands croiseurs on s'efforce, sinon d'augmenter encore les dimensions, au moins de renforcer l'armement et d'accroître la puissance motrice.

Dans la marine de commerce, la construction des navires de charge de plus en plus grands a continué à se développer et l'on atteint, l'on dépasse même aujourd'hui, les tonnages bruts de 10000 tonneaux.

En ce qui concerne particulièrement les paquebots, je rappellerai la mise à l'eau de l'*Océanic*, dans les chantiers Harland et Wolff, à Belfast. Sur ce navire dont les dimensions ont été publiées partout, et dont la longueur excède celle du *Great Eastern* qui était de 210^{m}, on a atteint un tonnage brut de 17000 tonneaux et un déplacement en charge de tout près de 29000 tonnes.

Je dois signaler aussi les résultats obtenus par le plus gros navire actuellement à flot, le *Kaiser Wilhelm der Grosse*, d'un tonnage brut de 16000 tonneaux (avec un déplacement en charge d'environ 21000 tonnes), qui a enlevé au type *Campania* le record de la traversée la plus rapide de l'Atlantique.

La même Compagnie qui possède ce navire a tenté d'obtenir des résultats analogues avec un paquebot de dimensions sensiblement moindres, le *Kaiser Friedrich* (tonnage brut, 12800 tonneaux; déplacement en charge d'environ de 17500 tonnes). Le résultat n'a pas complètement répondu aux espérances, et semble apporter un argument en faveur de l'opinion qu'un déplacement élevé est un facteur nécessaire pour réaliser à la fois sur un paquebot de très grandes vitesses et un grand confort pour les passagers, tout en conservant une exploitation rémunératrice.

C'est dans ces idées qu'une autre Compagnie allemande fait construire un nouveau paquebot, dont les dimensions, supérieures à celles du *Kaiser Wil-*

helm, se rapprochent de celles de l'*Océanic;* il se nommera le *Deutschland.*

Toutefois, autant que nous pouvons le savoir, les objectifs seraient assez différents de la part des Compagnies propriétaires de ces deux derniers navires : sur l'*Océanic,* l'accroissement du tonnage serait utilisé surtout pour développer le confort et assurer la régularité des voyages, en se contentant d'une vitesse d'à peu près 20 nœuds, tandis que sur le *Deutschland* l'augmentation de déplacement serait appliquée plus particulièrement à la puissance des machines et à la vitesse, de manière à dépasser celle du *Kaiser Wilhelm.* On compterait sur 23 nœuds aux essais.

La clientèle des passagers prononcera en dernier ressort sur la question de savoir quelle est celle des deux tendances qui doit être suivie de préférence.

Les dimensions, auxquelles nous sommes limités en France par les conditions de nos ports, ne permettent de suivre que d'assez loin sur nos paquebots les déplacements et les puissances de l'*Océanic* et du *Deutschland,* et j'ai déjà eu l'occasion, il y a deux ans, de signaler devant l'Association la nécessité de donner à nos ports têtes de ligne des services postaux les dimensions, le tirant d'eau et les installations qui permettraient d'aborder les très grandes dimensions, tout au moins sur les lignes où nos concurrents les emploient.

Je dirai maintenant un mot des chaudières marines dont le perfectionnement reste toujours le point culminant de la question d'une nouvelle avance en construction navale.

Les chaudières aquitubulaires commencent à être en faveur pour les navires de guerre. Elles ont encore réalisé de récents progrès parmi lesquels il faut citer les *économiseurs* établis sur le type Belleville. A bord des navires de commerce leur emploi est encore très restreint, malgré l'exemple des Messageries Maritimes, dont les bâtiments sont, il est vrai, dans des conditions sensiblement différentes de celles des paquebots à très grande vitesse de l'Atlantique Nord. Cependant quelques autres essais de chaudières à tubes d'eau sont en cours, particulièrement aux États-Unis et en Angleterre, sur des navires de commerce à vitesse modérée.

D'autre part, à côté des chaudières aquitubulaires des types qu'on peut appeler *à gros tubes* comme les Belleville ou les Niclausse, on s'efforce de perfectionner et de rendre pratiques, même pour les navires de commerce, les *chaudières à petits tubes* dérivées des chaudières Sochet et du Temple, et qui jusqu'à ces derniers temps avaient été réservées aux torpilleurs ou navires analogues.

Par une initiative hardie, à laquelle notre collègue M. Bertin n'a pas été étranger, la Marine française s'est décidée à pourvoir de chaudières de cette espèce le croiseur cuirassé la *Jeanne d'Arc,* qui sera mis à l'eau dans quelques jours, et dont nous attendons de brillants résultats. Les essais complets et approfondis, qui ne manqueront pas d'être faits sur ce navir vont venir bientôt éclairer la question des *chaudières aquitubulaires à petits tubes,* au point de vue de leur endurance et de leurs autres qualités; il y a de ce

côté de nouvelles espérances de progrès, non seulement pour les bâtiments de guerre, mais aussi pour les paquebots et les navires de commerce.

Avant de terminer, je ne veux pas manquer de rappeler la perte qu'a faite l'Association de son Président d'honneur, M. Félix Faure, Président de la République. Député d'un port de mer où il avait passé la plus grande partie de sa carrière, ancien Ministre de la Marine, M. Félix Faure avait la plus vive sollicitude pour tout ce qui touchait à la navigation et aux constructions navales. Je suis sûr d'être l'interprète de l'Association en déplorant sa mort prématurée et en adressant à sa famille l'expression de nos sentiments de respectueuse sympathie.

M. le Trésorier n'ayant pu assister à la séance, lecture est donnée par M. Turgan, Secrétaire, du compte rendu de la situation financière qui s'établit ainsi qu'il suit, et les comptes sont approuvés.

État des recettes et des dépenses en 1898.

Recettes.

	fr
Solde de l'exercice 1897	4140,17
Cotisations 1893, 1894 et 1895	90,00
» 1896	60,00
» 1897	1350,00
» 1898	5520,00
» 1899	30,00
Souscription de M. Canet, S. P.	400,00
» M. Moritz, S. P.	400,00
Vente de *Bulletins de l'Association*	678,00
Recette à déduire de la participation de l'Association pour un testimonial commémoratif de sa réception en Angleterre	10,00
Intérêts de 7 obligations P.-L.-M. fusion	94,06
	12772,23

Dépenses.

	fr
Loyer et gratification	550,00
Note de l'imprimeur (*Bulletin* n° 8)	6017,00
Clichés de l'*Engineering*	95,30
Affranchissements, ports de lettres, expédition de Mémoires, envois de *Bulletins*, frais divers	283,30
Allocation aux dessinateurs et garçons de bureau B. V.	300,00
	7245,60
Solde à reporter à l'exercice 1899. { Espèces en caisse ..... 2526,63 / Dépôt au Crédit Lyonnais.. 3000,00 }	5526,63
Somme égale aux recettes	12772,23

Conformément aux statuts, le Président met aux voix l'élection du Bureau pour l'année 1899. Aucune candidature nouvelle ne s'étant présentée, le Bureau reste constitué comme en 1898.

M. le Président annonce que l'intention du Bureau pour l'avenir est, à l'instar d'autres Sociétés, d'envoyer aux membres des bulletins de vote à deux colonnes, l'une contenant les noms proposés par le Bureau, l'autre pour l'inscription des noms que les membres votants désireraient y substituer.

Il est procédé à la ratification de l'admission provisoire de nouveaux membres :

MM.

Abraham, Ingénieur de la Marine de réserve.
Afonasieff, Sous-Inspecteur général Mécanicien de la Marine Russe.
Baffert, Ingénieur de la Marine.
Baron, Ingénieur des Chantiers et Ateliers de la Gironde.
Berlhe de Berlhe, Expert du Bureau Veritas.
Berlhe de Berlhe, Ingénieur de la Marine.
Bernheim, Ingénieur de la Marine.
Besson, Ingénieur de la Marine.
Chaigneau, Ingénieur civil.
Choron, Ingénieur de la Marine.
Colinet, Ingénieur aux Chantiers et Ateliers de la Gironde.
Doremieux, Fabricant de chaînes.
Dolgoroukow, Ingénieur de 1re classe de la Marine Russe.
Dunn, Directeur général des Établissements Vickers, Maxim et Cº.
Gelder (de), Ingénieur en chef des Chantiers Smit et Zoon.
Giacomuzzi, Ingénieur des Chantiers Odero.
Hochgesand, Directeur des Établissements Henry.
Le Go, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée.
Lelong, Ingénieur de la Marine.
Massalski, Ingénieur civil.
Moller, Ingénieur civil.
Montupet, Ingénieur constructeur.
Morin, Ingénieur de la Marine.
Pluyette, Ingénieur de la Marine.
Presseq, Ingénieur de la Marine.

MM.

RATEAU, Ingénieur au Corps des Mines.
REVOL, Ingénieur de la Marine.
RIMBAUD, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée.
SAGLIO, Directeur des Constructions navales en retraite.
TELLIER, Ingénieur civil.
THIBAUDIER, Directeur des Constructions navales.

Sur la proposition du Bureau, l'Assemblée décide ensuite qu'un membre, qui, invité à solder les cotisations des deux dernières années, s'y est refusé et a offert sa démission, sera rayé, conformément à l'Article 5, § 2, des Statuts.

Sur la proposition du Bureau, l'Assemblée vote les modifications suivantes aux Statuts, pour lesquelles l'approbation de M. le Préfet de Police a été depuis demandée et obtenue :

ARTICLE 2. — Après les mots « L'Association Technique Maritime se compose », ajouter « de membres donateurs ».

A l'alinéa suivant, après les mots « Les membres », ajouter « donateurs et ».

A la fin du § 1, ajouter :

« Pourront être nommés membres donateurs, sur leur demande, les Sociétés ou collectivités quelconques, admises par le Bureau, ainsi que toute personne remplissant les conditions nécessaires pour être admise comme membre adhérent. Les Sociétés ou collectivités peuvent se faire représenter par un délégué aux Assemblées générales. »

ARTICLE 5. — Ajouter en tête du § 1 : « Les membres donateurs payeront une cotisation unique de 1000fr : ils recevront le *Bulletin* de l'Association. »

La parole est ensuite donnée par M. le Président aux auteurs des Mémoires présentés.

Il est donné lecture des Mémoires suivants :

Sur les divers moyens de transport de la force dans les chantiers et ateliers,

Par M. RAVIER,
Ingénieur de la Marine.

L'auteur, après avoir signalé l'importance économique du transport de la force dans les chantiers et ateliers de construction navale, envisage successivement les divers modes de transport et leurs perfectionnements.

Transmission par ligne d'arbres; dispositifs de graissage, paliers antifriction, augmentation de la vitesse de rotation; transmission par courroies, par câbles; transmission à grande distance, ponts roulants.

Remplacement des transmissions par arbres ou câbles par des transmissions électriques, soit pour des groupes de machines, soit pour des machines isolées pourvues chacune d'une réceptrice; transmission par eau sous pression pour des machines, soit fixes, soit mobiles.

Transmission par air comprimé : burins, matoirs, riveuses, perceuses et taraudeuses, marteaux-pilons.

L'auteur conclut que, ces divers modes de transport de la force ayant chacun des avantages spéciaux pour chaque usage, leur emploi devrait être parallèle et simultané dans les grands chantiers de construction navale.

Essais récents de croiseurs anglais,

Par M. Piaud.
Ingénieur de la Marine.

L'auteur résume les données principales des croiseurs anglais les plus récents, ainsi que les résultats officiels de leurs essais. Il indique les traits les plus saillants des appareils moteurs des derniers types, accroissement de la vitesse du piston, répartition du travail entre les cylindres, enveloppes de vapeur, conduite des appareils auxiliaires, emploi de générateurs Belleville.

Application du diagramme entropique, à l'étude du fonctionnement économique des machines à vapeur à expansion multiple,

Par M. Lelong,
Ingénieur de la Marine.

Après avoir rappelé les propriétés générales du diagramme entropique, l'auteur en donne une définition nouvelle qui permet de l'appliquer à l'étude de phénomènes quelconques accompagnant l'évolution de la vapeur d'eau dans une machine à expansion multiple. Il indique ensuite une méthode pour déterminer à l'aide du diagramme entropique la part proportionnelle des pertes de rendement dues à chacunes des différentes causes perturbatrices telles que étranglements, effets des parois, etc. Il donne le résultat de cette application faite sur un certain nombre de machines, et en déduit quelques conclusions sur l'établissement des machines marines. Il signale en particulier l'importance relativement faible des effets de parois pour les machines modernes à triple expansion, et indique comme une amélioration incontestable la suppression des enveloppes latérales des cylindres.

M. Bertin : la Note de M. Lelong expose clairement la méthode à suivre pour déduire le tracé du diagramme entropique de celui du diagramme de l'indicateur de Watt ou diagramme dynamique. Elle

fait connaître les premiers résultats obtenus à Indret à l'aide des diagrammes entropiques, sous le rapport de l'utilisation spécifique de la vapeur dans les machines.

Je n'ai rien à ajouter, en ce qui concerne les propriétés du diagramme entropique, sous le rapport de la simplicité de sa forme, des avantages que l'on trouve à avoir la détente adiabatique représentée par une droite verticale D'E', quand le titre de la vapeur est constant, etc. Mais il est possible qu'un point reste obscur, dans l'esprit des membres de cette Société, si familiarisés qu'ils soient avec le principe du diagramme en question. En effet, puisque les deux diagrammes se déduisent l'un de l'autre par un simple tracé géométrique, chacun d'eux ne peut rien contenir qui ne soit implicitement dans l'autre; dès lors on peut se demander comment le tracé des nouvelles courbes peut payer de la peine qu'il donne : c'est la question sur laquelle j'ai hésité moi-même en 1897, quand j'ai pensé, pour la première fois, à répandre l'usage des diagrammes entropiques dans la Marine.

La réponse est donnée par la considération de la différence des échelles d'abscisses et d'ordonnées, auxquelles les diverses parties du diagramme sont tracées dans les deux systèmes. Il résulte de cette différence que le diagramme entropique, dans sa partie inférieure en particulier, met en évidence des faits qu'aucune analyse, si minutieuse qu'elle fût, ne pourrait révéler sur le diagramme dynamique.

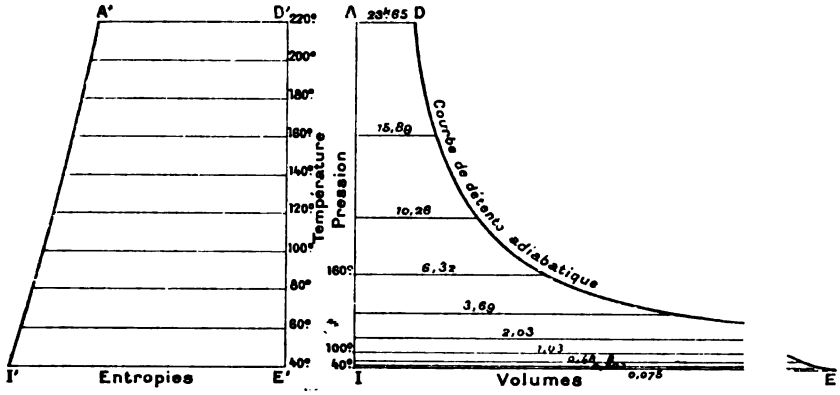
La figure ci-contre permet de se rendre facilement compte qu'il en est ainsi. Elle représente un diagramme dynamique ADEI, de la forme théorique pour la machine parfaite, entre les deux pressions $0^{kg},075$ et $25^{kg},65$. En regard est figuré le diagramme entropique parfait A'D'E'I' entre les deux températures 40° et 220° correspondant aux pressions précédentes.

Divisons l'échelle des températures D'E' du diagramme entropique en neuf parties égales, par les horizontales correspondant aux huit températures variant de 20° en 20°. De même, sur le diagramme dynamique traçons les horizontales des huit pressions correspondant à ces huit températures. Il est évident que les aires des deux diagrammes sont divisées dans le même rapport.

Nous voyons de suite la différence d'écartement des horizontales, dans la partie inférieure des deux diagrammes, en raison de laquelle

des pertes d'aire, c'est-à-dire des pertes de chaleur sur le diagramme entropique, sont faciles à apprécier entre 60° et 40°, tandis que les pertes de travail représentées par une surface égale échappent à toute évaluation sur le diagramme dynamique.

Dans le bas du diagramme dynamique, les aires sont tout en longueur, sans hauteur appréciable. Plus haut, il existe une région où le diagramme dynamique aurait l'avantage sous le rapport de l'égalité



entre la hauteur et la largeur des aires à considérer. Plus haut encore, le diagramme dynamique aurait ses aires tout en hauteur sans aucune largeur.

Sur le diagramme entropique, au contraire, la forme des aires élémentaires varie peu, du haut en bas du diagramme.

Actuellement les principales recherches sur l'amélioration du rendement spécifique de la vapeur portent sur la diminution des pertes dans la région du diagramme qui correspond à l'évacuation au condenseur. C'est une région où le diagramme dynamique est précisément d'une complète obscurité.

Au sujet de quelques travaux exécutés à la tâche à l'arsenal de Fou-Tchéou,

Par M. Doyère.
Ingénieur de la Marine.

L'auteur expose le mode de tarification adopté, dans lequel la prime est une somme déterminée à l'avance, proportionnelle au temps fixé, et qui n'est payée que si le travail est exécuté dans les limites de temps prescrites. On a par suite l'avantage de pouvoir

fixer à l'avance la limite des primes à payer. Il démontre par de nombreux exemples l'avantage économique du travail à la tâche.

La séance est levée à $6^h 30^m$.

SÉANCE DU 30 MAI.

Présidence de M. Daymard.

La séance est ouverte à 3^h.

Relèvement optique des objets immergés,

Par M. Dibos,
Ingénieur, Lauréat de l'Institut.

L'auteur décrit un appareil destiné à faciliter la vision des objets immergés, en annulant les effets de réfraction et d'absorption de lumière de la masse d'eau placée entre l'objet et l'observateur. Il indique quelques applications faites jusqu'ici de cet appareil, et celles dont il paraît susceptible.

M. Daymard signale qu'en 1895 le capitaine du paquebot l'*Olinde Rodrigues* de la Compagnie Générale Transatlantique, qui avait subi un échouage et se croyait insuffisamment renseigné par les plongeurs et scaphandriers, imagina de faire fabriquer une longue boîte en bois ouverte à un bout et fermée à l'autre par une vitre. Grâce à cet appareil, on put examiner la cage de l'hélice et constater des avaries graves dans la cage, non révélées par l'examen des plongeurs.

M. Daymard ajoute que les renseignements fournis par les plongeurs sont toujours sujets à caution; il en a fait l'expérience personnelle, quand il a été chargé d'aller réparer le *Corrèze* après son échouage à Gorée. S'il a cité le fait de l'*Olinde Rodrigues*, que M. Dibos ignorait, ce n'est pas pour diminuer le mérite de son invention, mais pour prouver qu'elle a certainement une grande utilité pratique, et que l'appareil perfectionné qu'il a imaginé doit donner des résultats bien supérieurs à ceux de l'appareil de fortune de l'*Olinde Rodrigues*.

Influence des dimensions transversales des pièces sur les résultats obtenus par la trempe, l'écrouissage et sur la forme de certaines ruptures;

Par M. Simonot,
Ingénieur de la Marine.

L'auteur rapporte les résultats de nombreuses expériences faites soit par traction, soit par cisaillement, soit par choc, sur des aciers de diverses compositions et de dimensions variées. Il en conclut que les résultats sont très variables avec les dimensions transversales des pièces, et que si les constructeurs tiennent dans leurs commandes à limiter une dureté d'acier par un essai de trempe, il est nécessaire, surtout pour les aciers un peu durs, de préciser les dimensions du bloc à tremper; il préfère d'ailleurs les indications données par les essais de traction, qu'il est plus facile de rendre comparables.

La résistance au cisaillement des rivets doit varier d'une façon sensible avec leur diamètre, et il y a lieu d'en tenir compte dans le calcul des assemblages, avec les aciers un peu durs employés actuellement.

M. Hauser fait remarquer que la conclusion de M. Simonot va à l'encontre du courant d'idées qui se manifestait depuis quelques années. On avait une tendance à mettre au second plan les essais de traction, et à attribuer une valeur prépondérante aux résultats des essais par choc. M. Simonot est d'un avis tout opposé.

M. Ravier signale que la double trempe ne paraît pas réussir pour les pièces de fort échantillon.

M. Lelong croit savoir qu'elle est couramment employée à l'usine d'Indret.

Nouvel outillage portatif pour le perçage des navires en construction,

Par M. Moissenet,
Ingénieur de la Marine.

L'auteur décrit en premier lieu un système de ventouse à adhérence par le vide, qui permet la fixation rapide sur la surface à percer des bancs ou étriers, sur lesquels prennent appui les perceuses actionnées par un flexible ou tout autre mode de transmission de puissance. Le vide fait sous la ventouse est maintenu par la mise en communication avec un récipient, dans lequel le vide est fait soit par une pompe, soit par une introduction de vapeur qui se condense.

L'auteur signale que la légèreté de ces appareils, leur adhérence énergique et leur

prix peu élevé les rendent plus avantageux que les porte-outils magnétiques qui ont le même but.

L'auteur décrit ensuite un arbre télescopique destiné à actionner les outils de perçage. Cet appareil, d'un prix moins élevé que le flexible, utilise la puissance motrice d'une manière plus économique.

M. Daymard, après avoir signalé tout l'intérêt que présente pour les chantiers industriels cet ingénieux outillage, demande si son emploi s'est développé et généralisé dans les autres arsenaux.

M. Bertin confirme que le fonctionnement de ces appareils continue à être très satisfaisant : des ingénieurs des autres arsenaux ont été envoyés à Cherbourg pour l'examiner, mais il ne croit pas qu'un outillage semblable ait été créé dans d'autres arsenaux.

M. Ravier signale une perceuse mue par un arbre monté sur joints à la Cardan, employé à Trieste par M. de Kodolitsch, lequel offre une certaine analogie avec l'un des dispositifs de M. Moissenet.

M. le Président demande à l'Assemblée de vouloir bien admettre deux membres nouveaux qui ont présenté leur candidature depuis l'ouverture de la session :

MM.

Brosser, Ingénieur de la Marine, Sous-Directeur de l'École d'application du Génie maritime.

Diou, Chef d'études à la Compagnie générale transatlantique.

Les deux membres sont admis par l'Assemblée.

Les chaudières multitubulaires dérivées des types Perkins et Field,

Par M. Louis Turgan,
Ingénieur civil des Constructions navales.

L'auteur passe en revue toutes les chaudières connues dans lesquelles la circulation est produite par un système de tubes plongeurs logés à l'intérieur des tubes vaporiseurs.

Des chaudières de Perkins et Field dérivent directement les générateurs à tubes verticaux de MM. Girard, Stevens, Collmann. Indirectement le même principe a été ensuite appliqué à la chaudière de MM. Collet, Ribourt et Giraldon, dont le modèle original a

servi de base aux études de MM. Niclausse, Montupet, Jolicar, Mazières, Howard Lane, Francis Morrin, Dürr et Adamson. Dans cette seconde classe d'appareils, les tubes sont tous presque horizontaux; entre les deux modes décrits : tubes verticaux et tubes horizontaux, M. Turgan a pensé à disposer une chaudière à tubes plongeurs, suivant la forme extérieure adoptée par MM. Yarrow, du Temple, Normand, Thornycroft, etc.; l'auteur donne dans son Mémoire une description complète de ses générateurs, tels qu'il les fait actuellement construire.

M. Bertin demande quelques explications complémentaires sur le nettoyage et la vidange des tubes, et sur le clapet qui sert à les obturer à l'extrémité inférieure.

M. Daymard pose la question de savoir si la forme de la chaudière est favorable à une bonne utilisation de l'encombrement, et permet un développement de surface de grille plus grand que les chaudières à collecteur d'eau inférieur.

M. Turgan répond aux demandes qui lui sont faites, et fait observer en particulier que, pour les grandes chaudières de son système, la surface de grille peut dépasser 80 pour 100 de l'encombrement horizontal.

M. Lelong demandant jusqu'à quelle puissance de vaporisation on a pu atteindre, M. Turgan dit qu'avec un très fort tirage on peut dépasser 80^{kg} de vapeur par mètre de chauffe, et cela sans aucune fatigue, étant donnée la disposition de ses tubes.

Sur une méthode de calculs des carènes inclinées n'employant que les ordonnées des lignes d'eau de carènes droites,

Par M. L. Ravier,
Ingénieur de la Marine.

La méthode de calculs de carènes inclinées que nous présentons à l'Association technique a la particularité, comme celle de MM. Guyou et Simart, de n'utiliser que les ordonnées de carènes droites; mais elle ne comporte pas la même théorie, ni les mêmes hypothèses de continuité.

On obtient ce résultat en considérant les volumes étudiés comme décomposés en petits parallélépipèdes droits, qui ont pour hauteurs les segments compris dans le volume considéré des ordonnées du tableau ordinaire des calculs de carènes droites, qui ont leurs

bases parallèles au plan diamétral, et qui ont leurs faces latérales respectivement parallèles et perpendiculaires à la flottaison droite.

On ajoute les volumes des parallélépipèdes élémentaires, ou leurs moments par rapport au plan diamétral, ou leurs moments par rapport à la ligne d'eau zéro, pour avoir le volume de carène, et ses moments par rapport au plan diamétral et par rapport au plan de la ligne d'eau zéro.

La connaissance de ces éléments permettrait de trouver les coordonnées du centre de carène; comme il est inutile à connaître, on ne le détermine pas, mais on détermine la hauteur métacentrique qui en résulte.

La méthode est à peu près équivalente aux meilleures en usage par la rapidité et l'exactitude, et se prête aux calculs après avaries supposées.

On pourra trouver de l'intérêt à l'emploi exclusif des ordonnées de la carène droite.

M. Bertin signale le grand nombre de méthodes nouvelles imaginées pour faciliter les calculs de stabilité, pour lesquels, il y a peu d'années encore, on était réduit à un petit nombre de méthodes. M. Ravier substitue au calcul direct des onglets immergés et émergés un calcul par différence, dont un des termes, grâce aux inclinaisons spéciales choisies par lui, est d'un calcul rapide.

M. Clauzel présente quelques observations sur les analogies que présente la méthode de M. Ravier avec l'ancienne méthode Rossin.

Considérations stratégiques et tactiques relatives à l'étude des navires de guerre,

Par M. Woodward,
Ingénieur de la Marine des États-Unis.

L'auteur signale ce qu'il a pu observer, dans les résultats de la guerre hispano-américaine, comme pouvant affecter les procédés de construction, d'armement et d'administration.

Il signale l'extrême rapidité de conduite des travaux de transformation de la flotte auxiliaire, rapidité qui ne peut être obtenue que par une complète indépendance des officiers chargés des travaux.

Il indique la nécessité d'inspections techniques permanentes, pour qu'une flotte soit toujours en état de disponibilité.

Les monitors et les torpilleurs n'ont rendu aucun service, et les petits navires porteurs de canons, dérivés du type torpilleur, n'inspirent à l'auteur aucune confiance. Pour tous les types d'ailleurs il réclame un fort déplacement, comme pouvant seul assurer l'habitabilité et la conservation de la vitesse.

Les dangers des bordages de pont en bois, la nécessité de chaudières à mise en pression rapide, l'incommodité des appareils moteurs à débrayage, les moyens de combattre l'incendie, les appareils de réparation d'eau font l'objet d'observations.

Enfin de nombreux détails sont donnés sur les dispositions adoptées pour transformer des paquebots en croiseurs auxiliaires, en transports à charbon, transports-hôpitaux, etc.

M. le Président signale à l'attention de l'Assemblée cet intéressant Mémoire.

M. Ferrand dit qu'il résulte du Mémoire de M. Woodward que, pas plus aux États-Unis que dans les autres pays, on n'organise en temps de paix les services auxiliaires, les navires qui peuvent être appelés le *train des équipages* de la marine. Là comme ailleurs se pose la question de savoir si l'on doit constituer en permanence ce train des équipages, ou s'il ne vaut pas mieux chercher à créer des types de navires se suffisant à eux-mêmes autant que possible. La guerre hispano-américaine a eu ce caractère particulier que l'un des belligérants était maître de la mer et pouvait faire évoluer sans convoyeurs et sans danger sa flotte de transports-hôpitaux, transports de matériel, de combustible, etc. La question serait toute différente pour une nation qui aurait à en combattre une autre, puissante elle-même sur mer.

M. Bertin dit qu'il y a vingt-neuf ans nous avons eu aussi à approvisionner une flotte de blocus, et qu'à cette époque la question de l'eau n'étant pas née, nous n'avons eu à nous préoccuper que du combustible. Quoi qu'on fasse dans l'ordre d'idées énoncé par M. Ferrand, le renouvellement du combustible sera toujours une nécessité inéluctable.

Il rappelle qu'en 1871, en collaboration avec M. l'amiral Mottez, il a cherché pour l'embarquement du charbon à la mer une solution analogue à celle qu'a proposée M. Woodward. On ne pensait pas alors au servo-moteur et pour compenser les mouvements de tangage, on n'avait pensé qu'à l'usage d'un contrepoids raidissant le rail funiculaire. D'ailleurs, avec une vitesse de 4 à 5 nœuds, et quand le temps n'est pas trop mauvais, les mouvements relatifs du remorqueur et du remorqué n'ont pas une amplitude gênante, et l'on peut laisser assez de mou pour la variation de la courbe de chaînette.

Présenté au Ministère, ce projet reçut un accueil à peu près aussi froid que celui qu'a reçu aux États-Unis celui de M. Woodward : on préféra les chapelets d'embarcations.

M. Clauzel regrette l'absence de M. Normand, qui, croit-il, a proposé vers 1885 quelque chose d'analogue pour le ravitaillement des torpilleurs.

M. Bertin signale l'intérêt de la remarque relative au peu d'utilisation du type Monitor.

Après quelques observations de détail et l'examen des nombreuses photographies envoyées par M. Woodward, la discussion est close.

La séance est levée à 6h.

SÉANCE DU 31 MAI 1899.

Présidence de M. Daymard.

La séance est ouverte à 3h.

M. Daymard annonce que M. Normand vient de lui télégraphier qu'il ne pourra pas assister à la séance de ce jour : il propose de remettre au lendemain la lecture de son Mémoire, et va l'en informer par télégramme, afin qu'il puisse être présent si possible.

Calcul graphique des joints rivés et des cales de renfort,

Par M. Colinet,
Élève de l'École du Génie maritime.

Les formules données dans la théorie des joints rivés, établie en 1880 par M. Clauzel, peuvent s'établir par une méthode graphique, qui conduit à des tracés très simples, permettant de déterminer les proportions à donner aux joints, le nombre de rangées, le nombre de rivets à placer sur chacune d'elles pour réaliser une résistance donnée. Lorsqu'on dispose de papier quadrillé, cette méthode ne nécessite que l'emploi de la règle, et permet de se rapprocher, autant que les dimensions choisies pour les rivets le comportent, de l'égalité de résistance, tout en mettant nettement en évidence de combien on s'écarte de cette égalité.

Le calcul des cales de renfort placées sur les membrures étanches est basé sur les mêmes principes et n'entraîne pas plus de difficultés.

M. Colinet ajoute qu'il tient à adresser tous ses remerciments à M. Clauzel, Directeur de l'École du Génie maritime, qui a bien voulu le diriger dans ces études.

M. Clauzel ajoute que son rôle s'est borné à apprécier toute l'ingéniosité du mode de calcul graphique imaginé par M. Colinet, et à lui indiquer quelques simplifications, qui rendent son Mémoire mieux approprié à l'exposition dans une séance de l'Association. Il ajoute qu'au point de vue qui est plus spécialement le sien en ce moment, celui de l'enseignement, le rivetage a toujours été d'une exposition laborieuse et ingrate. Les premières méthodes de calcul, exposées en Angleterre, il y a dix-huit ans environ, étaient d'une étude assez ennuyeuse. M. Colinet, par l'introduction de la méthode de calcul géométrique, en rend l'exposé et l'application beaucoup plus faciles.

M. Daymard s'associe aux éloges que M. Clauzel donne à la méthode géométrique : il compte la faire expérimenter dans les bureaux de dessin de la Compagnie générale transatlantique.

Note sur l'emploi des bords tombés, l'épaulement des clins des tôles, et la suppression des couvre-joints des abouts.

Par M. Le Go,
Ingénieur de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée.

L'auteur indique plusieurs procédés qui, par la suppression de nombreuses cornières et barres profilées destinées soit à raidir des cloisons, soit à relier des pièces faisant un angle dièdre, permet un allégement notable de la charpente des navires, à la condition qu'on dispose d'un outillage puissant et de matériaux pouvant subir des déformations notables à froid.

Il signale également l'avantage de l'assemblage des tôles de bordé par des clins épaulés, d'où résulte la suppression des couvre-joints d'about et des cales sur membrure.

M. Boissevain, qui a surveillé à la Seyne les constructions dont parle M. Le Go, confirme ses appréciations sur les avantages de l'emploi des bords tombés, sauf toutefois pour les carlingues, où l'application en est difficile, et pour le carreau, qui, constitué par une tôle ployée, comme le propose M. Le Go, serait peu commode pour les réparations. Il faut toujours d'ailleurs conserver une cornière pour l'attache des

batayolles, montants de garde-corps, etc., et il n'y a pas avantage à déroger aux dispositions usitées jusqu'ici.

M. Clauzel signale que la disposition proposée pour le bordé extérieur conduit à appliquer directement toutes les tôles sur les cornières de bordure de cloison, sans interposition de cales de renfort, ce qui crée une ligne faible. En Angleterre, où l'on espace les rivets plus qu'en France sur les cornières, on admet cette suppression que, pour sa part, il trouve mauvaise.

M. Daymard dit que sur les paquebots en construction à Saint-Nazaire on a adopté des dispositions analogues à celles proposées par M. Le Go, sauf pour le bordé extérieur, de sorte que la question de l'attache des cloisons ne s'est pas posée.

Un échange d'observations a lieu sur l'augmentation de résistance à la marche que peut occasionner un bordé sans couvre-joints.

M. Bertin signale que les destroyers anglais ont un bordé de ce genre, et que sans doute on a estimé la différence peu importante.

M. Boissevain dit que des expériences faites à la Seyne sur des paquebots de 5000 tonnes à 15 nœuds, sur l'un desquels on avait mastiqué les coutures en plan incliné, n'ont pas révélé de différence de vitesse sensible.

M. Daymard fait remarquer que les rondelles, proscrites par le Veritas, d'après M. Le Go, existent cependant sur quelques navires cotés par cette Administration.

M. Boissevain répond que ce sont sans doute des navires anciens, et qu'il préférerait que les membrures fussent épaulées.

M. Bertin signale que l'épaulement produit souvent la cassure des cornières. Il ajoute que quand il s'agit d'un bordé intérieur, la disposition à clins, proposée par M. Le Go, donnerait lieu sur les joints longitudinaux à des ressauts, dans lesquels séjourneraient les eaux, qui pourraient devenir une cause d'usure rapide.

M. Daymard exprime le regret que M. Le Go n'ait pu assister à la séance.

Étude sur la circulation de l'eau dans les chaudières multitubulaires.

Par M. Brillié,
Ingénieur de la Marine.

1er *Mémoire.*

Partant de la première chaudière du Temple, l'auteur fait l'historique des perfectionnements et transformations successives, réduction du nombre des plis des tubes et de leurs longueurs, simplification de leurs formes, meilleure utilisation des gaz, qui ont conduit successivement aux chaudières du Temple-Normand, Normand, du Temple-Guyot et type *Jeanne-d'Arc.* L'auteur se demande si l'on n'est pas allé trop loin dans la voie des tubes verticaux et de la compacité des faisceaux.

2e *Mémoire.*

L'auteur décrit un projet de chaudière multitubulaire à quatre collecteurs, deux pour l'eau, deux pour la vapeur, ce qui permet de la fractionner en deux morceaux et d'en faciliter l'embarquement. Les retours d'eau sont constitués par un faisceau de gros tubes extérieurs, les moins chauffés, qui débouchent à la partie inférieure du collecteur supérieur, tandis que la vaporisation se fait dans des faisceaux de tubes placés à l'intérieur des premiers, enveloppés par les gaz chauds du foyer, lesquels ont un parcours sinueux, fixé par des écrans de tubes.

M. de Chasseloup-Laubat dit que la théorie exposée par M. Brillié, tant dans ses Mémoires précédents que dans celui qui vient d'être lu, lui paraît n'être exacte que dans un cas particulier, celui des chaudières à petits tubes noyés. A son avis, les chaudières se divisent en deux catégories : chaudières à circulation non réversible, c'est-à-dire où les tubes débouchent au-dessus du niveau de l'eau (Belleville, Thornycroft), chaudière à circulation réversible (Niclausse).

Ces deux catégories se subdivisent d'ailleurs en chaudières à gros et à petits tubes, le mode de circulation des bulles de vapeur différant sensiblement suivant le diamètre.

M. Brillié paraît croire que dans la diversité des modes de fonctionnement des chaudières, les transitions sont continues. C'est vrai dans certains cas et avec certaines qualités d'eau, mais ce n'est pas toujours exact. M. de Chasseloup-Laubat a refait avec M. Watkinson les expé-

riences que celui-ci avait faites avec un appareil qui ne lui avait donné qu'une éjection continue. Il a suffi de substituer à l'eau salie du laboratoire l'eau plus propre des conduites de la ville, pour que le même appareil donnât alternativement des bouchons d'eau projetés et des jets de vapeur.

Il suffit souvent d'un corps étranger, sciure de bois, par exemple, pour produire ces alternances rythmées, que l'on constate facilement sur des chaudières telles que les Belleville, au moyen de robinets-jauge placés de manière à constater ce que les tubes débitent.

M. de Chasseloup-Laubat constate que les idées de M. Brillié se rapprochent des siennes, quand il admet que dans la chaudière Yarrow il arrive qu'une bulle de vapeur, en se détendant, refoule de l'eau vers les deux extrémités du tube. Ce qui permet de constater à ce point de vue la différence de fonctionnement des chaudières Yarrow et Thornycroft, c'est que les tubes de verre des modèles qui reproduisent les premières, chauffés au bec Bunsen, cassent plus facilement que ceux des modèles qui reproduisent ces dernières.

La chaudière Belleville a toujours fonctionné par pulsations régulières, accusant une formation dynamique de vapeur : le bouchon d'eau donne des coups réguliers comme ceux d'un piston.

La différence entre les idées de M. Brillié et celles de M. de Chasseloup-Laubat subsiste sur ce point que M. Brillié ne tient pas compte du rendement en circulation : en réalité, le travail utile de la circulation ne dépend pas uniquement de la dimension des bulles, mais aussi du dispositif de la chaudière.

Il semble résulter d'expériences faites que le maximum de circulation est réalisé pour un volume de vapeur égal au volume d'eau. M. Bellens, en opérant avec des bulles d'air, a trouvé des chiffres assez voisins, l'air devant, pour donner le maximum de circulation, être de 0,89 à 0,95 de l'eau.

Il semble que les chaudières à circulation non réversible puissent subir sans avarie une chauffe plus intense que celles à circulation réversible.

M. Daymard insiste sur ce point qu'il est intéressant de constater que

l'énergie potentielle de circulation n'est pas seule à considérer; il faut, comme s'il s'agissait d'une autre source de puissance, une chute d'eau, par exemple, examiner si les dispositions de la chaudière sont de nature à permettre une bonne utilisation.

M. de Chasseloup-Laubat, au sujet du projet de chaudières de M. Brillié, dit qu'il est essentiel que les collecteurs aient des dimensions suffisantes pour qu'un homme puisse y pénétrer.

M. Drzeviecki signale une chaudière du Temple qui a également quatre collecteurs, mais un pour la vapeur et trois pour l'eau, ce qui donne une circulation transversale analogue à celle recherchée par M. Brillié.

M. Bertin rappelle qu'il y a trois ans, à Indret, on a essayé sur une des chaudières d'essai du type *Jeanne-d'Arc* de créer au moyen d'écrans une circulation de gaz en S, analogue à celle de la chaudière Brillié, et que le fonctionnement n'a pu avoir lieu qu'à tirage forcé.

M. Lelong fait remarquer que la chaudière n'avait pas été construite à l'origine en vue de ce mode de circulation des gaz, et qu'en coupant en deux par un écran les conduits de fumée, on leur avait donné une section trop faible pour qu'ils pussent fonctionner autrement qu'à tirage forcé.

Note au sujet de l'évaluation du rendement économique des machines à vapeur.

Par M. Lelong,
Ingénieur de la Marine.

L'auteur propose, pour l'évaluation du rendement économique des machines à vapeur, les règles indiquées par l'*Institution of civil Engineers*, de Londres, savoir :

1° On appellera *rendement thermique* d'un moteur le rapport de la chaleur utilisée en travail sur les pistons à la chaleur fournie au moteur.

2° On appellera *rendement spécifique* du moteur le rapport entre son rendement thermique et celui du cycle de Rankine.

L'abaque construit par M. Rateau permet de déterminer immédiatement le rendement spécifique pour le cas des machines à vapeur saturée. Pour le cas de la vapeur surchauffée, il est nécessaire de faire une correction. L'auteur a construit dans ce but un abaque dont il expose le principe et le mode d'emploi.

M. Bertin dit que c'est à M. Lelong qu'il doit d'avoir connu les études de M. Rateau sur la vapeur surchauffée, grâce auxquelles on a pu constater que les avantages de la surchauffe résultent moins d'un bénéfice théorique que d'agencements pratiques plus avantageux.

La séance est levée à 6h.

SÉANCE DU 1er JUIN.

Présidence de M. Daymard.

La séance est ouverte à 3h30m.

Nouvelle méthode pour la détermination de la courbe des centres de carène,

Par M. Moissenet,
Ingénieur de la Marine.

L'auteur détermine d'abord graphiquement la série des flottaisons isoaires pantoclines d'un couple, puis l'enveloppe de ces flottaisons : en groupant les résultats obtenus sur les divers couples considérés, il obtient la surface isoaire cylindrique, d'où il déduit les flottaisons isocarènes planes. Ceci fait, les opérations de calcul sont analogues à celles des autres méthodes qui emploient les flottaisons isocarènes pantoclines pour calculer les rayons de courbure successifs de la courbe du centre de carène.

L'auteur signale comme grand avantage, outre la rapidité du calcul, la détermination, sans calcul supplémentaire, de la développée métacentrique différentielle, qui permet une étude raisonnée de l'influence sur la stabilité combinée des additions et suppressions des poids.

M. Drzeviecki remarque que cette méthode pourrait encore se simplifier et avoir plus de précision, en adoptant la méthode de calcul de M. Tchebychef, en prenant des couples inégalement espacés, et en combinant les valeurs de leurs surfaces et des coordonnées de leurs centres de gravité avec des coefficients convenablement choisis.

Nouvelle méthode pour les carènes inclinées,

Par M. LEPARMENTIER.

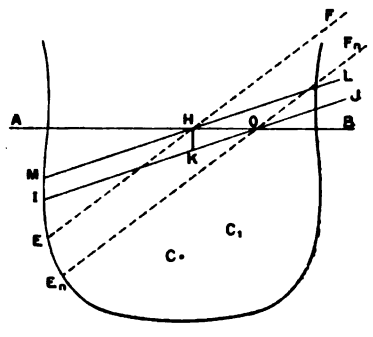
Cette nouvelle méthode consiste à déterminer chaque flottaison isocarène à l'aide de deux onglets compris entre une flottaison donnée AB, et une autre flottaison EF parallèle à la flottaison isocarène E_nF_n à déterminer, pour en déduire les éléments du navire à la bande.

Soient une flottaison AB et C le centre du volume de la carène qu'elle limite.

Soit à trouver : 1° la flottaison isocarène $E_n F_n$ inclinée de n degrés sur AB; 2° le centre du volume correspondant.

1° Menons les bissectrices LHM et JOI des angles H et O (H étant le point qui, à première vue, paraît se rapprocher le plus du point O).

Menons HK parallèlement à MI.



Le volume de l'onglet AHM a pour expression

$$\frac{L}{20}\,\frac{\pi n}{360}\,\Sigma\,\overline{HM}^2.$$

Le volume de l'onglet AOI a pour expression

$$\frac{L}{20}\,\frac{\pi n}{360}\,\Sigma\,\overline{HM + KO}^2.$$

Il conviendrait donc de faire le relevé des ordonnées à partir du point O, si ce point était connu.

Or, il ne l'est point, et si la valeur de KO est facile à déterminer algébriquement, il est impossible de la porter sur IJ pour avoir ce point O, puisque le point K occupe autant de positions sur IO qu'il y a de couples dans le vertical; il faut donc se borner à considérer HO comme égal à la moyenne de KO, et déterminer ainsi le point O.

D'ailleurs, cette erreur est atténuée par les compensations que présentent généralement les formes contournées et divergentes des couples des navires.

2° Le relevé des ordonnées HM permettant de déterminer facilement les ordonnées IO, il est aisé, par la translation de l'onglet IOE_n à l'onglet de volume égal JOB, de

trouver le déplacement CC_1 du centre de carène.

$$\text{Ce déplacement } CC_1 = \frac{v \times l}{V} = \frac{\text{vol. } IOE_n \times l}{V},$$

l étant la distance entre les centres de volume des onglets, et V le volume de la carène.

M. Bertin fait ressortir que l'exactitude de la méthode a été contrôlée par des calculs déduits d'expériences faites sur un petit modèle, et que les résultats obtenus ont été concordants. Il ne faut cependant pas se fier d'une manière absolue aux modèles, ceux-ci, quand ils sont faits en bois, pouvant se déformer par dessiccation ou imbibition. Aussi est-il arrivé qu'on en ait exécuté en fer, à Toulon, par exemple, et en Angleterre pour l'*Inflexible*.

M. Leparmentier dit qu'on pourrait réduire cette déformation en faisant des modèles à échelle longitudinale réduite.

M. Bertin objecte que dans les inclinaisons l'assiette ne serait pas la même que pour le modèle semblable au navire. Il ajoute qu'à force de perfectionnements les calculs de stabilité arriveront peut-être à n'entraîner qu'un travail minime.

Du calcul des ventilateurs, et de leur installation sur les bâtiments de guerre,

Par M. Lelong,
Ingénieur de la Marine.

Cette note est une application, aux questions de ventilateurs concernant la Marine, des études faites dans d'autres milieux et, en particulier, dans les mines.

L'auteur passe d'abord en revue l'étude des circuits de ventilation, et donne les résultats de quelques expériences faites par lui sur la résistance à l'entrée des conduits et la résistance des coudes. Il expose ensuite quelques principes généraux relatifs aux conditions d'installation des ventilateurs, et donne les courbes caractéristiques de quelques types qu'il a étudiés et expérimentés. Il indique ensuite la marche qui lui semble la plus pratique pour l'étude de l'installation des ventilateurs à bord des bâtiments. Il termine enfin par quelques considérations sur la ventilation des machines et des chaufferies, et donne, comme exemple, le calcul de la ventilation d'une chaufferie du cuirassé le *Henri IV*.

M. Bertin remercie M. Lelong de la contribution qu'il apporte aux travaux de l'Association, contribution d'autant plus importante qu'il a peu été écrit sur ce sujet. Il signale comme particulièrement intéres-

sante la constatation du fait que le mode de fonctionnement des moteurs électriques, destinés à conduire un ventilateur, exige une connaissance du travail à fournir beaucoup plus précise que celle que nécessite un moteur actionné par la vapeur, lequel a une élasticité de fonctionnement beaucoup plus grande. Il signale aussi l'indication donnée par M. Lelong qu'une bonne ventilation d'une chambre de machines exige par minute un afflux d'air égal à son volume.

M. Lelong ajoute que les mécomptes de ventilation viennent généralement, non des ventilateurs, mais du dispositif des conduits d'air.

Règles approximatives pour le calcul de la surface propulsive,

Par M. J.-A. Normand.

L'auteur signale qu'il est irrationnel de proportionner la surface propulsive à la surface résistante, sans tenir compte de la vitesse du navire. Il discute les règles proposées par MM. Richard Sennet et H.-J. Oram et M. A.-E. Sexton, et considère comme devant être adoptée la règle suivante :

La surface propulsive doit être proportionnelle au produit de la surface résistante par la vitesse, ou plus exactement au quotient de la puissance par le carré de la vitesse.

Il admet, en outre, que la surface propulsive doit être représentée par le produit

$$n\Delta^2 r^{\frac{3}{4}}$$

(n nombre d'hélices, Δ diamètre des hélices en mètres, r rapport de la surface totale développée des ailes aux surfaces des cercles circonscrits), et doit être faite égale à

$$j\frac{F}{V^2}$$

(F puissance, V, vitesse), le coefficient j variant de 0,75 à 0,55, selon que les hélices sont plus ou moins immergées.

M. Bertin remercie M. Normand de sa communication, qui fait suite à d'autres communications déjà fort intéressantes sur le même sujet, et jette beaucoup de lumière sur un terrain bien mal connu. « Il y a longtemps, dit-il, que nous nous demandons par quelle méthode on pourrait calculer ce qui arriverait si l'on donnait comme moteur à un cuirassé l'appareil et le propulseur d'un torpilleur. » M. Normand fait ressortir l'importance de l'accord du propulseur et de la carène à mouvoir. M. Bertin a eu l'idée de se servir d'expériences faites sur le *Haleur* pour contrôler les résultats indiqués par M. Normand, et en

déduire quel est l'exposant dont il faut affecter la vitesse dans la fonction qui représente la vitesse relative : il n'a pu déduire de ses calculs des résultats bien nets.

M. Normand ajoute qu'il ne s'est préoccupé que de ce qui se passe à la vitesse maxima; rien ne prouve que l'hélice la plus avantageuse à cette vitesse ne soit pas mauvaise à une vitesse inférieure.

M. Drzewiecki : La chute d'utilisation des hélices qui se produit au-dessus d'une vitesse déterminée, et que M. Normand attribue avec raison à l'insuffisance de la surface propulsive mal proportionnée pour les vitesses supérieures, peut, à mon avis, s'expliquer par le fait que la loi d'augmentation de la résistance de l'eau en fonction de la vitesse n'est pas absolument uniforme; car si la résistance croissait rigoureusement comme le carré des vitesses, la composante propulsive de la résistance éprouvée par les ailes de l'hélice croîtrait dans la même proportion précisément que la résistance du bateau, les vitesses de celui-ci et des hélices restant proportionnelles, et l'utilisation ne varierait pas; c'est ce qui a lieu pour les grandes hélices tournant lentement, et pour lesquelles la vitesse périphérique ne dépasse pas sensiblement celle du bateau; pour ce genre d'hélices, la chute d'utilisation signalée plus haut n'a jamais été remarquée, à ma connaissance; elle se produit, au contraire, d'une façon très marquée pour les hélices tournant vite, lorsque la vitesse périphérique dépasse trois, quatre et plus de fois celle du bateau; dans ces conditions, comme la résistance croît moins vite que le carré de la vitesse (surtout au-dessus de 15 nœuds), la portion de la courbe des résistances qui correspond à la vitesse périphérique des ailes de l'hélice diverge sensiblement de la portion de la courbe qui se rapporte à la vitesse du bateau, et cette divergence s'accentue avec l'augmentation de vitesse; on comprend donc pourquoi la composante propulsive de la résistance de l'hélice qui, pour une certaine vitesse, était égale à la résistance du bateau, devient inférieure à celle-ci au-dessus de cette vitesse.

Il est bien évident que, pour déterminer la surface propulsive d'une hélice, il faut la proportionner à la résistance à vaincre, et, par conséquent, il y a lieu de tenir compte de la vitesse maxima qu'on se pro-

pose d'atteindre; aussi, toute formule servant à cette détermination, et qui ne contient pas le facteur de vitesse, ne paraît pas rationnelle : c'est le cas de la formule ancienne citée par M. Normand. Celle, au contraire, qu'il propose lui-même, et dans laquelle la surface propulsive est proportionnée à la vitesse élevée à une puissance moindre que l'unité, telle que l'expression $\frac{F}{V^2}$, semble se rapprocher de la réalité infiniment plus que la formule anglaise, dans laquelle la proportionnalité est donnée par une puissance de V voisine de 2, exprimée par $\frac{F}{V}$. Pour ma part, je serais porté à croire que cette expression devrait être plutôt $\frac{F}{V^m}$, où m serait un peu supérieur à 2; c'est à l'expérience et à la comparaison des hélices de décider la question. Seulement, dans ces comparaisons, il ne faut prendre en considération que des surfaces réellement comparables, c'est-à-dire géométriquement semblables, autrement la comparaison n'est plus légitime.

La conception de surface propulsive, telle qu'elle est admise généralement, est défectueuse en principe, et ne détermine rien de précis, car on peut tracer un grand nombre d'hélices de même diamètre, de même pas, ayant la même surface, et dont la puissance propulsive sera complètement différente; tout dépendra de la manière dont ces surfaces seront réparties. Un élément de surface voisin de l'axe n'aura certes pas le même effet propulsif qu'un élément de la périphérie, et cela pour deux raisons : premièrement, parce que les vitesses de ces deux éléments ne sont pas les mêmes, et que les résistances varient sensiblement comme le carré des vitesses; et, secondement, parce que l'inclinaison des deux éléments sur l'axe est différente, et que la composante propulsive dépend de cette inclinaison. On ne peut donc pas faire une moyenne de tous ces effets tellement différents, et considérer la surface en bloc : il faut, au contraire, prendre la somme de tous les éléments de la surface en affectant chacun de sa vitesse propre et de son inclinaison; ce n'est qu'à cette condition que l'on peut parler de la surface propulsive d'une hélice, et chercher à comparer entre elles différentes hélices. En un mot, il faut pouvoir rendre la surface propulsive rigoureusement calculable.

Il y a quelques années, dans un petit travail que j'ai eu l'honneur

de soumettre à l'Association [1], j'avais proposé un moyen très simple de calcul pour déterminer rationnellement les dimensions à donner aux hélices propulsives; il consistait à donner aux ailes des fractions de pas l suffisantes, pour que le travail produit par la somme des éléments fût égal au travail moteur. Le travail de chaque élément dépendait de sa vitesse propre et de sa position trigonométrique, il était donc facile à déterminer; comme point de départ, on admettait que chaque élément de la surface rencontrait les filets liquides sous une incidence optima de 3°, et qu'alors le rapport des deux composantes (longitudinale et transversale) de la résistance était $\mu = 0,08$; on avait ainsi deux équations :

Travail utile

$$\mathfrak{T}_u = N.\lambda.V^3 \int_{\rho_0}^{\rho_1} \frac{\sin\beta - \mu\cos\beta}{\cos^2\beta}\, l.d\rho \text{ [2]};$$

Travail moteur

$$\mathfrak{T}_m = N.\lambda.V^3 \int_{\rho_0}^{\rho_1} \frac{\cos\beta - \mu\sin\beta}{\cos^2\beta} \operatorname{tang}\beta\, l.d\rho.$$

Il y a beaucoup de manières de satisfaire à ces équations, cela dépendra des relations qu'on adoptera pour relier entre elles les variables l et β; on choisira cette dépendance sur la base des considérations pratiques. J'avais proposé, à titre d'exemple, plusieurs solutions, en prenant comme condition la répartition uniforme, le long de l'aile, soit des poussées longitudinales, soit des résistances transversales; cette condition donne des formes d'ailes un peu larges à la base et très effilées à l'extrémité. Une autre condition, qui réalise une forme d'aile très rapprochée du type généralement employé maintenant, et dans laquelle les fractions de pas vont d'abord en augmentant un peu pour diminuer vers l'extrémité, est celle par laquelle on fait croître les résistances élémentaires transversales suivant une loi simple exprimée par une fonction de la forme $(\rho + a)C$, où C est un

---

[1] *Méthode pour la détermination des éléments des propulseurs hélicoïdaux* (*Bulletin de l'Association*, n° 3, 1892).

[2] N nombre d'ailes, V vitesse du bateau, ρ_0 et ρ_1 rayons du moyeu et de l'extrémité de l'aile, β angle de l'élément avec l'axe, l fraction de pas à l'extrémité du rayon ρ, et λ poussée exercée par un mètre de surface sous l'incidence de 3° à la vitesse de 1^m : pour l'eau, $\lambda = 17^{kg}$.

paramètre à déterminer et a une constante arbitraire ; en choisissant a convenablement, on arrive à donner à l'aile la forme que l'on désire.

Pour conclure, je crois que dans une question aussi obscure et aussi difficile à étudier que celle des hélices, où, pour ainsi dire, il n'est possible de se guider que par les yeux de l'esprit, il est de la plus haute importance de bien déterminer tous les éléments du problème, et de ne comparer que ce qui est rigoureusement comparable ; c'est pourquoi je considère comme indispensable de calculer les surfaces propulsives des hélices.

M. Lelong rappelle la Note de M. Doyère sur la fonction qu'il a appelée la *surface efficace de l'hélice*.

M. Normand dit qu'il n'a pu faire entrer dans ses calculs que les éléments qu'il avait à sa disposition, et que pour les essais relatés par M. Durand, la surface propulsive des hélices était seule donnée.

Après un échange d'observations de détail, la discussion est close.

La séance est levée à 6^{h}.

RÈGLES APPROXIMATIVES

POUR

LE CALCUL DE LA SURFACE PROPULSIVE,

PAR M. J.-A. NORMAND.

On observe parfois aux vitesses extrêmes d'un bâtiment des augmentations de recul et des chutes d'utilisation tellement rapides qu'elles ne peuvent être attribuées à une augmentation anormale de la résistance de l'avant, mais seulement à une des deux causes suivantes :

1° Insuffisance d'acuité de l'arrière produisant des tourbillons dans le canal d'arrivée d'eau aux hélices;

2° Rupture des cylindres d'eau actionnés par les hélices.

Dans les deux cas, le remède le plus simple consiste dans une augmentation de la surface propulsive. Non seulement, en effet, on reporte ainsi vers une vitesse plus élevée le phénomène de la rupture, mais encore, en diminuant d'une façon certaine le recul, on réduit la vitesse qui est la cause des tourbillons dans le canal d'arrivée.

La vitesse dans le canal d'arrivée atteint parfois, en effet, des valeurs considérables. Ainsi, dans un croiseur de 23 nœuds tel que le *Columbia* et le *Minneapolis* où le recul atteint 19 pour 100, la vitesse de l'eau relativement à la carène en avant des hélices, si les cylindres ne sont pas rompus, s'élève à $\frac{23}{1-0,19} = 28\frac{1}{2}$ nœuds.

C'est généralement à la seconde cause, rupture des cylindres d'eau, que doivent être attribuées les variations brusques de l'utilisation et du recul.

Dans une Note présentée à l'Association, il y a six ans, j'ai étudié le phénomène et donné le résultat d'expériences au point fixe sur le torpilleur 153 qui le démontraient avec évidence.

Plus tard, MM. Thornycroft et Barnaby ont libéralement fourni aux ingénieurs le résultat de leurs recherches sur le même sujet à propos des essais du *Daring*. Ce destroyer, qui n'avait pu dépasser 24 nœuds avec ses hélices primitives, en a atteint plus de 28 par une simple augmentation de fraction de

pas. De son côté, M. Parsons ayant éprouvé un mécompte analogue dans les premières expériences de sa célèbre *Turbinia,* a montré comment on pouvait y remédier en augmentant le nombre des propulseurs et, par conséquent, la surface propulsive totale.

Le phénomène que j'avais appelé *rupture des cylindres d'eau actionnés* est connu aujourd'hui sous le nom plus simple de *cavitation.*

Dès que ce phénomène a été dûment constaté, on a cherché et proposé des règles plus exactes que les anciennes pour déterminer approximativement les éléments des hélices. Je me propose d'examiner ici ces diverses formules et de rechercher s'il n'y a pas lieu d'en employer d'autres.

Soient :

D le déplacement en tonneaux de 1000^{kg};
B^2 la surface de la maîtresse section en mètres carrés;
F la puissance maxima en chevaux de 75^{kgm};
V la vitesse maxima du bâtiment en nœuds;
V′ la vitesse correspondante des hélices;
Δ le diamètre des hélices en mètres;
r le rapport de la surface totale développée des ailes d'hélices aux surfaces des cercles circonscrits;
n le nombre d'hélices;
$a, b, c, d, e, f, h, i, j$ des constantes.

La règle ancienne consistait à proportionner la surface propulsive à la surface résistante. Elle est encore admise par un grand nombre d'ingénieurs éminents [1].

La surface propulsive est proportionnelle au nombre d'hélices, au carré du diamètre, et croît avec la fraction de pas. L'influence exacte de la fraction de pas étant imparfaitement connue, je supposerai la surface propulsive proportionnelle à $n\Delta^2\varphi(r)$.

On avait ainsi les trois formules

$$n\Delta^2\varphi(r) = aB^2,$$

$$n\Delta^2\varphi(r) = bD^{\frac{2}{3}},$$

et, puisque $V = M\sqrt[3]{\frac{F}{B^2}} = M'\sqrt{\frac{F}{D^{\frac{2}{3}}}}$,

$$n\Delta^2\varphi(r) = c\frac{F}{V^3}\ [2].$$

Cette dernière formule était la plus exacte en ce qu'elle tenait compte des

---

(1) *Voir* William F. Durand, *Resistance and propulsion of ships,* p. 282, New York, Wiley and Sons; 1898.

(2) Cette formule est adoptée par Sir William White (*Manual of naval Architecture,* 3e édition, p. 622).

variations de l'utilisation avec la grandeur absolue, l'acuité et les formes.

Les chiffres ainsi trouvés étaient plus ou moins modifiés suivant l'immersion et les autres circonstances accessoires.

Pour montrer jusqu'à quel point ces formules sont insuffisantes, il suffit de remarquer qu'elles ne tiennent pas compte de la vitesse du navire : cela est évident pour les deux premières dans lesquelles V n'entre pas; ce l'est également pour la troisième puisque, pour un même bâtiment, le rapport $\frac{F}{V^2}$ varie peu dans des limites étendues.

Or on sait aujourd'hui que des hélices surabondantes aux petites vitesses, puisque l'on a souvent avantage à faire entre 12 et 14 nœuds les essais de consommation des torpilleurs à deux hélices avec une seule, et excellentes dans des limites de vitesse considérables, deviennent parfois insuffisantes étant employées ensemble, lorsque la vitesse dépasse un certain chiffre La vitesse doit donc entrer dans les formules.

Après les essais du *Daring*, M. Thornycroft [1] eut l'idée que la rupture des cylindres actionnés doit se produire lorsque la pression sur l'unité de surface des ailes dépasse une certaine valeur.

Dans le cas du *Daring*, cette pression par pouce carré s'élevait à 14,25 livres. Cette même valeur aurait été reconnue exacte par M. Parsons.

Dans cette hypothèse, la poussée étant approximativement proportionnelle pour un bâtiment donné à B^2V^2, à $D^{\frac{2}{3}}V^2$ et à $\frac{F}{V^2}$ ou $\frac{F}{V}$ en supposant le recul constant, il vient

$$n\Delta^2\varphi(r) = dB^2V^2.$$

$$n\Delta^2\varphi(r) = eD^{\frac{2}{3}}V^2,$$

$$n\Delta^2\varphi(r) = r\frac{F}{V}.$$

Ces formules diffèrent énormément des précédentes, puisqu'elles comportent en plus le facteur du carré de la vitesse. Elles ne paraissent pas exactes, en ce qu'elles ne tiennent pas compte de la masse d'eau actionnée, mais seulement de la pression exercée sur cette masse.

L'influence de la masse est rendue évidente par ce fait que la cavitation se produit au point fixe et non en route libre, les pressions aux cylindres qui sont sensiblement proportionnelles aux poussées étant les mêmes. Entre les deux cas, la seule différence consiste dans la masse d'eau actionnée.

C'est la vitesse absolue de recul imprimé à la masse et non pas l'effort exercé par unité de surface propulsive qui détermine la rupture. Si la vitesse de recul dépasse une certaine limite dépendant de l'immersion, le fluide se détache de la face postérieure des ailes, des tourbillons se produisent et le

---

[1] Sidney W. Barnaby, *On the formation of cavities in water by screw propellers at high speeds* (*Transactions of the Inst. of naval Architects.* Vol. XXXIX, p. 141).

cylindre liquide est brisé. Or, la vitesse imprimée est inversement proportionnelle à la masse. En effet, si la poussée était égale au poids du fluide actionné par seconde, elle lui imprimerait une vitesse $g = 9^{m},81$; la vitesse imprimée est donc, puisque les accélérations sont proportionnelles aux forces,

$$\frac{\text{Poussée}}{\text{Poids du liquide actionné par seconde}} \times g.$$

La poussée, égale à la résistance, est approximativement proportionnelle a B^2V^2, à $D^{\frac{2}{3}}V^2$ et à $\frac{F}{V'}$ ou, si le recul est constant, à $\frac{F}{V}$.

Le poids du fluide actionné est proportionnel à $nV'\Delta^2\varphi(r)$ ou, si le recul est constant, à $nV\Delta^2\varphi(r)$.

La vitesse imprimée au fluide est donc proportionnelle à

$$\frac{B^2V^2}{nV\Delta^2\varphi(r)}g = \frac{B^2V}{n\Delta^2\varphi(r)}g,$$

$$\frac{D^{\frac{2}{3}}V^2}{nV\Delta^2\varphi(r)}g = \frac{D^{\frac{2}{3}}V}{n\Delta^2\varphi(r)}g,$$

ou à

$$\frac{\frac{F}{V}}{nV\Delta^2\varphi(r)}g = \frac{F}{nV^2\Delta^2\varphi(r)}g.$$

Ces valeurs doivent être constantes à la vitesse maxima ou, du moins, ne pas dépasser certaines limites inférieures pour les divers navires, toutes choses égales d'ailleurs.

On a donc

$$n\Delta^2\varphi(r) = hB^2V,$$

$$n\Delta^2\varphi(r) = iD^{\frac{2}{3}}V,$$

$$n\Delta^2\varphi(r) = j\frac{F}{V^2}.$$

Ces formules sont exactement intermédiaires entre les précédentes et les anciennes : elles diffèrent de celles-ci par le facteur V et de celles-là par le facteur $\frac{1}{V}$. Elles peuvent s'exprimer comme suit :

La surface propulsive doit être proportionnelle au produit de la surface résistante par la vitesse ou, plus exactement, au quotient de la puissance par le carré de la vitesse.

Je rappelais plus haut qu'il y avait parfois avantage à faire avec une seule hélice les essais de consommation des torpilleurs à deux hélices. On voit que, si la vitesse est alors la moitié de la vitesse maxima, 14 nœuds par exemple pour 28 maximum, la surface propulsive est à peu près également proportionnée dans les deux cas.

D'autres règles que celles discutées ci-dessus ont encore été proposées. Richard Sennet et Henry-J. Oram (*Marine Steam Engine,* 1898, p. 323) proportionnent simplement la surface propulsive à la puissance, ce qui revient à dire qu'elle doit varier comme le produit de la surface résistante par le cube de la vitesse.

A.-E. Seaton (*A Manual of marine Engineering,* 10e édition, 1891, p. 306) la proportionne à la racine carré du quotient de la puissance par le nombre de tours. Il en résulte qu'elle devrait varier comme la puissance $\frac{2}{3}$ du produit de la surface résistante par le carré de la vitesse.

Rien ne prouve mieux que cette diversité la confusion des idées sur l'importante question du calcul de la surface propulsive.

En ce qui touche la fonction $\varphi(r)$, il est peu probable que la puissance propulsive augmente aussi rapidement que proportionnellement à r. On sait que la partie antérieure d'un plan qui se meut obliquement dans l'eau éprouve une résistance plus grande que la partie postérieure : par exemple, la puissance giratoire d'un gouvernail n'est pas proportionnelle à la longueur horizontale du safran. De même, si l'augmentation de la surface propulsive est fournie par un accroissement du nombre d'ailes, l'épaisseur des spires liquides sur lesquelles elles agissent diminue.

En l'absence de données précises, j'adopterai

$$\varphi(r) = r^{\frac{3}{4}},$$

dont le calcul est très simple.

Les formules deviennent ainsi :

Ancienne règle :

(1) $$n\Delta^2 r^{\frac{3}{4}} = aB^2,$$

(2) $$n\Delta^2 r^{\frac{3}{4}} = bD^{\frac{2}{3}},$$

(3) $$n\Delta^2 r^{\frac{3}{4}} = c\frac{F}{V^3};$$

Nouvelle règle Thornycroft et Barnaby :

(4) $$n\Delta^2 r^{\frac{3}{4}} = dB^2V^2,$$

(5) $$n\Delta^2 r^{\frac{3}{4}} = eD^{\frac{2}{3}}V^2,$$

(6) $$n\Delta^2 r^{\frac{3}{4}} = f\frac{F}{V};$$

Règle proposée :

(7) $$n\Delta^2 r^{\frac{3}{4}} = hB^2V,$$

(8) $$n\Delta^2 r^{\frac{3}{4}} = iD^{\frac{2}{3}}V,$$

(9) $$n\Delta^2 r^{\frac{3}{4}} = j\frac{F}{V^2}.$$

Des expériences méthodiques pourraient seules déterminer, d'une manière absolue, le choix à faire entre les trois règles. Il y aurait un vif intérêt à essayer sur un torpilleur de première classe, par exemple, des hélices de diamètres faibles et très différents, tels que $0^m,80$ à $1^m,40$ au lieu de $1^m,80$ à $2^m,10$, et d'observer les vitesses de chute brusque d'utilisation. Le rapport du pas au diamètre serait le même. Deux ou trois fractions de pas identiques pour tous les diamètres seraient adoptées afin d'en déterminer l'influence et, pour réduire les frais, les hélices à ailes larges seraient essayées d'abord, puis réduites.

Des essais progressifs avec les hélices normales fourniraient les poussées aux diverses vitesses. C'est à ces poussées que devraient être comparées les surfaces propulsives.

Des immersions différentes seraient adoptées afin de déterminer l'influence très grande de l'immersion.

En attendant des expériences qui ne seront peut-être jamais effectuées, il existe un autre moyen de déterminer, grossièrement du moins, la valeur relative des trois hypothèses : il consiste dans la comparaison des divers coefficients sur un grand nombre de navires de vitesses très différentes.

L'incertitude porte, en effet, uniquement sur la fonction de la vitesse qui doit entrer dans le calcul de la surface propulsive. Cette surface doit-elle être indépendante de la vitesse comme dans la première règle, ou proportionnelle au carré de la vitesse comme le demandent MM. Thornycroft et Barnaby, ou encore seulement à la simple vitesse comme je le propose? Telle est la question que l'examen de la pratique admise jusqu'ici paraît devoir élucider dans une certaine mesure.

En effet, en l'absence de règles précises, on calcule généralement les éléments des hélices d'un bâtiment par comparaison avec des bâtiments similaires. Si ceux-ci ont fourni, aux vitesses extrêmes, des chutes brusques d'utilisation, des reculs anormaux, on adopte des proportions plus larges. Cette méthode manque assurément d'élégance; mais c'est encore la plus sûre.

Dans le Tableau annexé (*Pl. I*) on trouvera les valeurs des diverses constantes de nombreux bâtiments rangés par ordre de vitesse. Les données sont tirées du livre de William F. Durand cité plus haut. Pour rendre les comparaisons plus faciles, tous les navires ont un déplacement supérieur à 3000^{tx}; leurs vitesses sont donc inférieures à celle d'utilisation minima.

Des explications sont nécessaires sur quelques-uns des éléments inscrits.

Le rapport de la surface développée des ailes à celle des cercles circonscrits est adoptée de préférence à la fraction de pas, qui attribue aux surfaces de l'extrémité des ailes une importance insuffisante.

L'immersion des hélices ne figure pas dans les Tableaux de Durand. Cet élément important, mais encore indéterminé, du calcul des surfaces propulsives est remplacé par le tirant d'eau.

Le Tableau donne l'acuité

$$(10) \qquad \frac{1,026\,B^2L - D}{1,026\,B^3}.$$

C'est la formule dont j'ai donné l'inverse (tangente de l'angle résistant longitudinal) en 1864 [1] et qui est actuellement adoptée par la Marine nationale sous la forme que lui a donnée M. Dupré :

$$\frac{L}{B}\left(1 - \frac{D}{1,026\,LB^2}\right).$$

Mais cette expression ne tient pas compte de la dimension absolue.

Or les vitesses homologues, c'est-à-dire correspondant à un point similaire de la courbe des utilisations, sont proportionnelles à deux facteurs : 1° l'acuité, 2° la racine carrée des dimensions linéaires. Ce dernier élément peut être représenté, soit par $B^{\frac{1}{2}}$, soit par $D^{\frac{1}{6}}$.

Ces vitesses, que j'ai appelées en 1870 *vitesses normales maxima*, sont donc proportionnelles à

$$(11) \qquad 1,4\,\frac{1,026\,B^2L - D}{1,026\,B^3}\,B^{\frac{1}{2}} = 1,4\,\frac{1,026\,B^2L - D}{1,026\,B^{\frac{5}{2}}}\ (^2)$$

ou à

$$(12) \qquad \frac{1,026\,B^2L - D}{1,026\,B^3}\,D^{\frac{1}{6}}.$$

Le facteur 1,4 qui affecte la formule (11) a pour objet de rendre peu différentes, ainsi qu'il est facile de s'en convaincre à l'inspection du Tableau, les valeurs que l'une et l'autre fournissent. On voit aussi que ces valeurs sont généralement voisines de la vitesse maxima des divers navires.

Ici encore l'emploi de la méthode très sûre qui consiste à prendre pour base d'un projet des bâtiments aussi peu différents que possible a conduit tout naturellement à l'application d'une formule peu connue.

Pour les calculs d'hélices, la considération de la vitesse normale maxima présente une grande importance. Elle correspond toujours à un point de la courbe d'utilisation où la puissance varie beaucoup plus rapidement que suivant le cube des vitesses. Cette courbe, si les hélices sont convenablement proportionnées jusqu'aux vitesses extrêmes, présente une forme analogue à celle représentée dans la figure ci-jointe.

Faible aux vitesses inférieures à cause des frottements, l'utilisation atteint son maximum à une vitesse relativement peu élevée en α, puis un minimum en β à une vitesse donnée approximativement [3] par la formule $9\sqrt[2]{D^{\frac{1}{3}}}$ et au

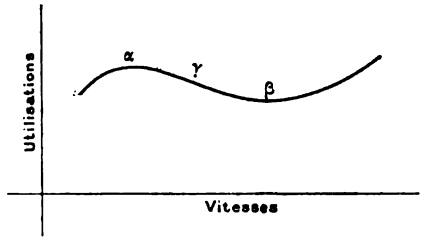
---

(1) *Mémoire sur l'application de l'Algèbre aux calculs des bâtiments de mer*, p. 13.

(2) *Formules approximatives de construction navale*, p. 66.

(3) *Bulletin de l'Association technique maritime*, n° 6, p. 20; 1895.

delà de laquelle elle se relève. La vitesse désignée comme normale maxima et qui, du reste, n'a rien d'absolu, occupe un point γ intermédiaire, toujours situé sur la partie descendante de la courbe.



Aussi, la surface propulsive doit-elle être d'autant plus largement proportionnée que le rapport de la vitesse prévue à la vitesse normale maxima est plus élevé.

Si l'on se reporte maintenant au Tableau où les bâtiments sont rangés suivant leur vitesse maxima, on reconnaît que les constantes de la règle ancienne croissent en général avec la vitesse, tandis que celles de la nouvelle règle Thornycroft et Barnaby décroissent. Quant aux constantes, *h*, *i*, *j*, des formules proposées, elles paraissent à peu près indépendantes de la vitesse. La pratique usuelle semble donc prouver l'exactitude de ces formules.

On ne doit pas s'étonner des discordances considérables qui existent dans les valeurs des constantes, aucune règle n'étant admise jusqu'à présent, d'un consentement unanime, pour la détermination de la surface propulsive.

Ces comparaisons n'ont, du reste, de valeur que dans la supposition que les chiffres extraits des Tableaux de Durand sont exacts. Il se peut que quelques erreurs s'y soient glissées [1]. Nous ignorons aussi comment les longueurs des navires sont mesurées. Si elles ne le sont pas de la même manière pour tous, il en résulte des erreurs graves dans le calcul de l'acuité et dans celui des vitesses normales maxima.

La raison pour laquelle on réduit généralement autant que possible la surface propulsive réside dans la crainte de voir absorber par les hélices une fraction trop élevée de la puissance.

Cette fraction n'est pas la même pour les trois règles considérées. Pour la première : surface propulsive simplement proportionnelle à la surface résistante et indépendante de la vitesse, il est clair que les vitesses du propulseur sont, toutes choses égales d'ailleurs, proportionnelles à celles du navire. Le rapport des puissances absorbées par les propulseurs et par le navire reste donc constant quand la vitesse varie : ceci est vrai du moins en ce qui touche le frottement. L'épaisseur des ailes devant augmenter avec la vitesse, la

---

[1] Les surfaces propulsives de l'*Iris*, inscrites dans ces Tableaux, sont doubles des valeurs réelles.

fraction de puissance totale prise par la résistance directe des ailes augmente généralement avec la vitesse.

Pour la règle nouvelle de MM. Thornycroft et Barnaby, surface propulsive variant comme le carré de la vitesse, le rapport des puissances absorbées par les propulseurs et par le navire augmenterait aussi comme le carré de la vitesse.

Enfin pour la règle proposée : surface propulsive variant comme la vitesse, la fraction de puissance absorbée par les propulseurs varie comme la vitesse.

On conçoit que MM. Thornycroft et Barnaby, en présence d'une augmentation aussi rapide de la puissance absorbée par les hélices que celle qui résulterait de la règle qu'ils avaient posée, aient exprimé l'opinion que [1] « la vitesse des navires était arrivée à une distance appréciable de celle à laquelle la propulsion par les hélices, au moyen de leur réaction sur l'eau, devient inefficace ».

Si, comme j'ai essayé de le prouver, la puissance absorbée par les propulseurs varie moins rapidement, nous sommes encore loin de la limite des vitesses accessibles au moyen de l'hélice.

La question en ce qui touche les navires extra-rapides présente un vif intérêt et mériterait une étude spéciale. Dans un torpilleur de 140 tonneaux de 30 nœuds, par exemple, la vitesse normale maxima calculée par les formules (11) et (12) est environ 15 nœuds et la vitesse d'utilisation minima 20,5 nœuds. Le rapport $\frac{F}{V^2}$ de la formule (9) devient constant vers 26 nœuds ou 27 nœuds : la surface propulsive pourrait être alors indépendante des variations de la vitesse. Au delà, le rapport $\frac{F}{V^2}$ paraît diminuer, la résistance croissant moins rapidement que suivant la simple vitesse. Si donc une vitesse exagérée : 35 nœuds à 40 nœuds, était exigée elle n'entraînerait aucune augmentation de la surface propulsive. La crainte que l'hélice convienne peu aux vitesses excessives n'est donc pas fondée.

Bien que l'accroissement avec la vitesse de la fraction de puissance totale absorbée par les hélices ne paraisse pas douteux, il est probable que dans beaucoup de bâtiments rapides, il y aurait avantage à augmenter cette surface.

Il est beaucoup moins dangereux de l'exagérer que de lui donner une valeur trop faible. Certains bâtiments portés au Tableau annexé (*Pl. I*) ont des coefficients très élevés sans que leurs utilisations cessent d'être bonnes, tandis que d'autres, le *Powerful*, par exemple, dont les coefficients sont faibles, éprouvent une chute d'utilisation considérable pour une faible augmentation de vitesse. Il est probable que la surface propulsive du *Terrible*, bien que supérieure à celle du *Powerful*, est encore insuffisante. Il est remar-

---

[1] *On torpedo boat destroyers* (*Institution of civil Engineers*, 1895).

quable encore que pour les bâtiments dont on possède deux essais, la meilleure utilisation correspond toujours à la plus faible vitesse, même lorsque les coefficients atteignent des valeurs excessives. Ce résultat ne semble pas devoir être attribué uniquement à ce que la résistance décroît plus rapidement que suivant le carré de la vitesse; mais aussi à ce que la surface propulsive est alors plus largement proportionnée, et cela, dans le rapport inverse des vitesses.

Il existe certainement beaucoup de navires auxquels un accroissement de surface propulsive donnerait 1 nœud de vitesse maxima en plus, par beau temps et avec carène propre. L'amélioration serait bien plus considérable quand l'état de la mer et la salissure de la carène augmentent la résistance dans une proportion telle qu'elle équivaut à une surface résistante majorée de moitié. Tel croiseur dont la vitesse a diminué de 4 nœuds à la suite d'une campagne prolongée ne perdrait peut-être pas plus de 1 nœud ou 2 nœuds si ses hélices étaient plus amplement proportionnées.

On objectera que les hélices absorberaient alors une puissance proportionnelle à leur surface majorée; mais le nettoyage des hélices est une opération relativement simple, même sans scaphandre. Il n'en va pas de même de la carène.

On voit encore combien il importe d'effectuer les essais officiels à pleine charge. Certains bâtiments rapides sont essayés à un déplacement inférieur de 15 à 20 pour 100 au déplacement normal. Si donc la surface propulsive est strictement celle nécessaire aux essais pour éviter une chute brusque d'utilisation, la vitesse en service subira une réduction double ou triple de celle qui devait être normalement prévue. Il paraît difficile d'expliquer autrement les résultats de certaines expériences comparatives de torpilleurs étrangers dans lesquels l'ordre des vitesses de recette a été complètement renversé.

Les formules proposées permettront peut-être de déterminer plus sûrement la surface propulsive d'un navire en construction et surtout de décider plus exactement, après un premier essai incomplètement satisfaisant, dans quel sens doivent être modifiées les hélices primitives.

Si la théorie nouvelle est exacte, l'inclinaison de la courbe de $\frac{F}{V^2}$ aux vitesses extrêmes, déterminée par ce premier essai, et les valeurs de j dans la formule (9) qui en résulteront, constitueront une base d'appréciation sérieuse.

Après avoir calculé les diverses constantes pour un grand nombre de bâtiments autres que ceux qui figurent au Tableau, et dont plusieurs ont un déplacement et un tirant d'eau bien moindres, je crois pouvoir formuler comme suit la règle pratique pour le calcul de la surface propulsive des navires dont la vitesse est voisine de la vitesse normale maximum.

1° *Bâtiments en construction.* — La puissance et la vitesse probables étant

estimées en supposant l'utilisation d'autant plus faible que le rapport de la vitesse prévue à la vitesse normale maximum est plus élevé, calculez la surface propulsive en donnant à j dans la formule (9)

$$nr^{\frac{3}{4}}\Delta^2 = j\frac{F}{V^2}$$

une valeur variable suivant l'immersion et qui ne doit jamais être inférieure à 0,55 pour les navires où l'immersion des hélices est maximum, et à 0,75 pour ceux de 1000 tonneaux par exemple, où le tirant d'eau n'excède pas 3^m et qui peut être avantageusement augmentée.

Quand les hélices fonctionnent sous voûte de telle sorte que l'eau qu'elles projettent ne puisse pas prendre le chemin de moindre résistance, qui est la verticale, et que l'air ne s'introduise pas dans le canal d'arrivée, ces constantes sont susceptibles de réduction. La réduction possible est encore plus grande lorsque la voûte s'abaisse en dehors des hélices concentriquement à leur axe.

2° *Bâtiments en essais.* — Si, à la suite d'un premier essai, les valeurs de j calculées d'après la vitesse et les puissances observées sont inférieures aux chiffres ci-dessus, la surface propulsive doit être augmentée jusqu'à ce qu'elles atteignent une valeur convenable.

Lorsque l'essai fait constater une chute brusque de l'utilisation et une augmentation anormale du recul à la vitesse maxima, on peut en conclure que des tourbillons se produisent dans le canal d'arrivée : il faut alors augmenter la surface propulsive pour diminuer la vitesse de l'eau dans le canal, alors même que les valeurs de j qui en résulteraient seraient excessives.

NOUVELLE MÉTHODE

POUR LA

DÉTERMINATION DE LA COURBE DES CENTRES DE CARÈNE

(MÉTHODE DES FLOTTAISONS ISOAIRES).

CONSIDÉRATIONS SUR L'EMPLOI PRATIQUE DE LA DÉVELOPPÉE MÉTACENTRIQUE DIFFÉRENTIELLE,

PAR M. LOUIS MOISSENET,
Ingénieur de la Marine.

Le principe de la nouvelle méthode de détermination de la courbe des centres de carène dont nous allons parler a été exposé en notre *Théorie du Yacht* (Baudry, 1898). Nous nous proposons aujourd'hui d'en donner l'application complète et précise au cas de grands bâtiments, définis par les plans de formes réglementaires.

Mais tout d'abord, il importe de bien distinguer le peu qui dans notre méthode nous semble original et nouveau, et ce qui au contraire fait partie du bagage des connaissances déjà acquises en matière de *théorie du navire*.

Notre méthode se classe parmi celles où l'on se préoccupe tout d'abord de déterminer la position dans la coque des flottaisons isocarènes pantoclines, pour calculer ensuite, en se servant des moments d'inertie de ces flottaisons, les rayons de courbure successifs de la courbe des centres de carène, et enfin tracer cette courbe par une série d'arcs de cercles se raccordant. La seule innovation que nous ayons en vue, c'est la marche suivie pour obtenir rapidement et avec les moindres chances d'erreurs matérielles, la position des isocarènes pantoclines.

Comme notre procédé est pour une très forte part graphique, il se prête, entre les mains d'un ingénieur, à des simplifications qui, au détriment de l'exactitude rigoureuse des résultats, permettraient, avec une approximation

encore très suffisante, de préjuger *très rapidement* de la stabilité inclinée d'un projet, au moment où il n'est pas encore arrêté *ne varietur,* et où il est encore temps d'en modifier les caractéristiques essentielles.

Nous allons d'abord faire connaître la méthode rigoureuse, en l'exposant en quelque sorte sous la forme d'une instruction à l'usage des calculateurs de marine. Disons de suite que cette méthode, appliquée au port de Cherbourg, à la détermination des centres de carène du croiseur *le Catinat,* comparativement à celle de M. l'ingénieur Doyère, a donné des résultats aussi identiques qu'on pouvait le souhaiter avec ceux obtenus par cette autre méthode, tout en économisant, par rapport à celle-ci, plus des deux tiers du temps qui avait été dépensé à l'obtention desdits résultats.

Mais de plus, par notre méthode, comme par toutes celles similaires qui se servent de la position sur le plan des isocarènes pantoclines, pour obtenir la courbe des centres de carène, pour déterminer le moment de stabilité aux diverses inclinaisons, *on obtient, simultanée, sans aucun calcul complémentaire et comme par surcroît,* la courbe enveloppe des flottaisons isocarènes, et même la développée métacentrique différentielle (enveloppe des droites normales aux flottaisons isocarènes et passant par leurs centres de gravité).

Ces courbes, dont les propriétés géométriques ont été étudiées dans tous leurs détails par divers auteurs, et notamment par M. le commandant Guyou, ne sont pas, à notre connaissance, d'un emploi courant aussi usuel, dans la pratique, qu'il semblerait rationnel qu'elles le fussent.

Si, en effet, la courbe des moments ou bras de levier de redressement est intéressante à connaître, ce n'est guère, au moins pour un bateau construit, qu'à titre spéculatif. *Cette courbe est ce qu'elle est.* On n'a plus d'action sur elle. Au cas exceptionnel où elle dévoilerait un défaut anormal de stabilité, on usera de l'avertissement qu'elle vous donne pour chercher à remédier à ce défaut par quelque expédient de construction ou d'arrimage : la plupart du temps, cette courbe n'indique rien de bien inquiétant, ni de particulièrement rassurant; dès qu'elle a été tracée, son sort est de devenir un pur et simple document d'archives, presque toujours sans utilité pratique pendant toute la vie du bateau.

Tel ne serait pas le cas de la développée métacentrique différentielle : cette courbe, si elle figurait sur les plans officiellement arrêtés au moment du premier armement, rendrait ensuite, pendant toute l'existence du bateau, les services les plus signalés, en permettant de suivre au jour le jour l'influence, non pas seulement sur la stabilité initiale, mais bien sur la stabilité inclinée à toutes les bandes, de l'addition ou de la suppression de poids, conséquence des inévitables modifications que subit un navire en service.

Depuis quelques années, il est réglementaire de tenir à jour, sur le devis d'armement des bâtiments, l'état des additions ou suppressions de poids. On complète l'indication ainsi récapitulée de la surimmersion ou de l'émersion

du bâtiment par rapport à ses lignes d'eau du début, par l'indication de la variation consécutive du bras de levier métacentrique $r - a$.

Nous croyons savoir que par certains dessinateurs insuffisamment surveillés, le calcul de la variation de $r - a$ n'a pas toujours été fait avec l'exactitude désirable.

Par interpolation, ils ont déterminé la variation de r. Mais, en ce qui concerne la variation de a, ils se contentaient de composer le poids ajouté ou enlevé, considéré au point où s'opère l'addition ou la suppression, avec le poids du navire appliqué en son centre de gravité. On obtient bien ainsi le nouveau centre de gravité du navire après variation; l'erreur est d'admettre comme nouvelle valeur de a la distance entre ce centre de gravité et l'ancien centre de carène.

En effet l'ancien centre de carène, lui aussi, s'est déplacé, et il peut fort bien se faire que son mouvement soit de même sens que celui du centre de gravité, et plus grand en valeur absolue, si bien que a diminue au lieu de croître, comme on l'eût cru en négligeant de faire intervenir le déplacement du centre de carène (ou inversement).

Pour obtenir la nouvelle position du centre de carène en flottaison droite, il faut composer le déplacement du bâtiment, appliqué à l'ancien centre de carène, avec une poussée ou un poids correspondant au poids ajouté ou enlevé, et appliqué au niveau de la flottaison droite initiale.

Ainsi la détermination complète de la variation de $r - a$ ne comporte pas moins de trois opérations, dont une interpolation et deux compositions de forces, et nécessite la recherche des éléments de calcul, par la compulsion de divers tableaux de renseignements.

Tout ceci fait, on ne possède un renseignement que parfaitement illusoire, et même dangereux par son insuffisance.

En effet, quand au moment d'effectuer une modification projetée de poids dans un bâtiment de stabilité faible, on se préoccupe de l'influence qu'aura cette modification sur la valeur de $r - a$, c'est évidemment pour n'y point donner suite au cas où la stabilité semblerait décroître, ou pour y consentir, si la stabilité parait croître. Or, il se peut très bien, en nombre de cas, que telle addition de poids diminue la stabilité droite pour augmenter la stabilité inclinée, ou inversement faire ressortir un accroissement de $r - a$, alors que à la bande elle fait naître un couple inclinant additionnel.

D'après les usages actuels, c'est la première de ces modifications qu'on s'interdira, la seconde à laquelle on consentira.

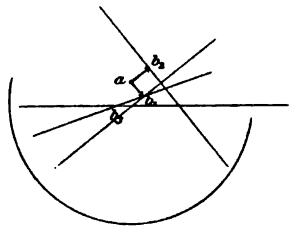
Supposons au contraire que, au moment d'arrêter les plans et devis qui suivent la clôture du premier armement, on ait déterminé et tracé, sur le plan des formes par exemple, la développée métacentrique différentielle et ses tangentes de 10° en 10°.

Au moment de discuter l'influence sur la stabilité d'un poids P ajouté en un point a du navire, on figurera le point a sur le plan en question, et de ce

point on abaissera des perpendiculaires ab_1, ab_2, ab_3, ... sur les diverses tangentes à la développée. Les longueurs de ces perpendiculaires, portées en ordonnées sur une droite où des divisions équidistantes figurent en abscisse les dizaines de degrés, donneront immédiatement la courbe des bras de levier du couple additionnel, dont les forces sont à chaque instant le poids ajouté, et la poussée qui en résulte, poussée dont le centre de gravité peut être considéré comme confondu successivement avec celui de chacune des flottaisons inclinées consécutives.

L'aspect même de la *fig.* 1 montrera, sans erreur possible, si le couple est inclinant ou de redressement, et même on déterminera aisément la bande

Fig. 1.



pour laquelle le couple cesse d'être inclinant ou inversement, si tant est que la position du point a soit telle que le couple change de signe à un moment donné.

Enfin le produit des bras de leviers relevés sur la *fig.* 1 par la valeur du poids P donnera immédiatement la grandeur du moment du couple aux diverses bandes, et permettra de le comparer au moment du couple principal de redressement du navire, de façon à décider en pleine connaissance de cause, au cas où le couple différentiel envisagé est un couple inclinant, s'il est relativement assez énergique pour devoir être pris en sérieuse considération.

Cette documentation très serrée et très complète, obtenue sans plus de frais ni de peines que n'en coûterait un simple calcul de variation de $r - a$, nous paraîtrait infiniment précieuse.

Il nous semble donc que la courbe enveloppe des normales aux flottaisons isocarènes passant par les centres de gravité de ces flottaisons (ou développée métacentrique différentielle) mériterait, en tout état de cause, d'être déterminée et inscrite parmi les renseignements essentiels qu'on possède sur chaque navire.

Or, ainsi qu'on le verra par la suite, l'obtention de cette courbe résulte accessoirement des calculs (par ailleurs simples et rapides relativement à ceux des autres méthodes), qui ont pour but la détermination de la courbe des centres de carène par toute méthode basée sur la recherche de la position des isocarènes pantoclines et l'évaluation de leurs moments d'inertie.

C'est ce qui nous fait estimer que l'une quelconque de ces méthodes devrait être employée de préférence pour la recherche des centres de carène.

Parmi ces méthodes, nous croyons que celle que nous avons imaginée et qui s'appuie sur l'emploi des flottaisons *isoaires* des couples est une *des plus rapides et des plus sûres.*

PREMIÈRE PARTIE.

MÉTHODE COMPLÈTE DES FLOTTAISONS ISOAIRES.

I. — Principe de la méthode.

Le principe de cette méthode consiste à se servir comme station intermédiaire pour la détermination de la position dans le navire de chaque flottaison *isocarène pantocline plane,* d'une *surface isocarène pantocline cylindrique* de même inclinaison, qu'il est facile de déterminer très rapidement par un simple tracé graphique.

Cette surface est celle dont chaque génératrice parallèle au plan transversal du navire et au plan de la flottaison isocarène plane correspondante, isole, dans le contour du couple qu'elle rencontre, une aire équivalente à celle que le couple avait en flottaison droite; de là le nom que nous lui avons donné de *surface isoaire.*

Il est bien évident qu'une surface, définie comme nous venons de le faire, isole dans le bâtiment tout entier un volume égal à celui de la carène droite.

Dès que la section droite de chaque isocarène cylindrique isoaire pantocline est déterminée pour un premier déplacement du navire, il devient facile d'en déduire l'isocarène droite parallèle, de même déplacement.

Une fois cette flottaison déterminée en position, on obtiendra sa distance aux flottaisons parallèles correspondant aux autres déplacements, en divisant la différence algébrique entre les déplacements en question par la surface de la flottaison obtenue en premier lieu.

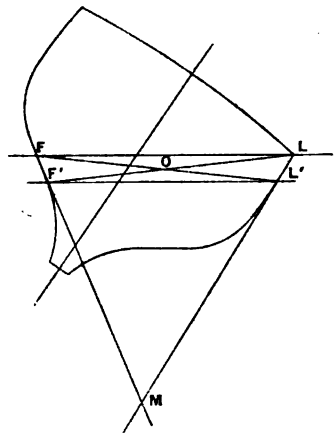
Nous allons tout d'abord exposer la théorie très simple d'où résulte la détermination graphique des *flottaisons isoaires pantoclines d'un couple,* c'est-à-dire des droites isolant dans ce couple des aires successives équivalentes à l'aire isolée par une première sécante dans le couple.

II. — Détermination des flottaisons isoaires d'un couple.

Envisageons un couple, et soient FL, F'L' les traces de deux flottaisons isoaires voisines sur le plan de ce couple (*fig.* 2). En assimilant (ce qu'on peut

toujours faire si leur longueur est assez faible) FF′, LL′ à des fragments de ligne droite, nous considérerons FOF′, LOL′ comme deux triangles dont par hypothèse l'aire est équivalente. Prolongeons FF′, LL′ jusqu'à leur intersec-

Fig. 3.



tion en M. Les triangles FML, F′ML′ seront aussi d'aire équivalente, puisqu'on obtient l'un ou l'autre de ces triangles en ajoutant au même quadrilatère F′OLM, le triangle FOF′, ou le triangle équivalent LOL′.

Les triangles FML, F′ML′ ayant un angle commun en M leurs surfaces sont proportionnelles aux produits des côtés de cet angle, et, puisque ces surfaces sont égales, on a

$$MF \times ML = MF' \times ML',$$

ce qui peut s'écrire

$$\frac{MF}{MF'} = \frac{ML'}{ML}.$$

Cette égalité prouve que les droites F′L, FL′ sont parallèles.

Ainsi pour passer d'une flottaison quelconque FL à une autre flottaison voisine isoaire, il suffit de se donner un point F′ voisin de F, et de mener par F une parallèle à F′L; cette parallèle coupe le contour du couple en un point L′ et F′L′ est isoaire à FL.

Cette méthode, purement graphique et extrêmement rapide, permet de construire en quelques instants un nombre considérable de flottaisons isoaires pour un couple donné. En particulier, on évitera toute erreur sur la position des flottaisons au voisinage des angles du contour du couple (intersection de la muraille avec le pont ou avec la quille, etc.) en choisissant précisément le sommet de l'angle comme point qu'on se donne *a priori* pour y faire passer une flottaison isoaire.

Bien entendu, dans la construction qui vient d'être décrite, on ne tracera pas sur le papier les droites parallèles telles que F′L, FL′. On se contentera

de marquer *a priori* un des points F' ou L' et de déterminer l'autre avec la règle et l'équerre. Les droites telles que FL, F'L', seules tracées, détermineront, pourvu qu'elles soient assez rapprochées, une enveloppe géométrique qui sera la courbe enveloppe des flottaisons isoaires du couple, et dont les tangentes seront toutes des droites isoaires dans le couple.

III. — Détermination de la section droite des diverses flottaisons cylindriques isocarènes isoaires.

Les sections droites des divers cylindres dont les génératrices sont les flottaisons isoaires pantoclines de tous les couples sont des courbes très allongées, particulièrement vers le milieu du navire. Elles ne prennent une courbure un peu prononcée que pour les grandes inclinaisons, et vers les extrémités.

Nous avons reconnu qu'il est suffisant pour les tracer d'en connaître 7 points, correspondant au maître couple, et aux couples 5, 8 et 9, avant et arrière.

L'on commencera donc par déterminer les enveloppes des flottaisons isoaires pour les 7 couples en question.

Pour cela :

1° On tracera deux verticaux complets, c'est-dire comprenant le contour tribord et bâbord de chaque couple, l'un pour les couples avant, l'autre pour les couples arrière. L'échelle de $0^m,02$ pour mètre donne une précision suffisante pour les relevés ultérieurs.

2° On en extraira les couples 0, 5, 8 et 9 $\mathcal{N}$ et $\mathcal{R}$. En vue de gagner du temps on peut tracer les verticaux à l'encre à reproduire du procédé autocopiste toulonnais, et tirer trois reproductions d'un des verticaux et quatre de l'autre, où l'on n'envisagera que les 7 couples en question, et où l'on barrera les couples inutiles pour éviter toute confusion. (En même temps on aura avantage pour les opérations ultérieures à tirer cinq reproductions de plus des mêmes verticaux.)

3° On déterminera comme il vient d'être dit les enveloppes des flottaisons isoaires de ces 7 couples, correspondant au déplacement moyen (après consommation du charbon et des vivres, et avec le water-ballasts pleins).

4° On mènera à ces enveloppes des tangentes faisant avec l'horizontale les angles successifs de 10°, 20°, 30°, 40°, ..., 90°, 100°, etc.

Ceci fait, on possède les éléments nécessaires pour achever graphiquement la construction de la section droite de chaque flottaison isocarène isoaire. Voici comment s'opérera cette construction :

5° On choisira un point de repère sur l'axe en dessus de la plus élevée de toutes ces tangentes, et de ce point reproduit sur les axes de tous les couples considérés, on abaissera en chaque couple des perpendiculaires sur chacune

de ces tangentes. Les perpendiculaires de même direction sont évidemment toutes comprises dans le même plan normal au cylindre considéré.

6° Sur un quadrillage préalablement établi, comportant un axe de repère et 21 divisions équidistantes, l'équidistance étant *quelconque* mais *beaucoup plus petite* que celle des couples de bâtiment à l'échelle de $0^m,02$ pour mètre, pour accentuer la courbure des sections droites cherchées, on portera à compter de l'axe de repère, et sur les traces figuratives des couples 0, et 5, 8, 9 *N* et *Æ* les distances relevées pour chaque couple correspondant depuis le point de repère jusqu'à chacune des flottaisons isoaires successives de 10°, 20°, 30°, etc.

7° On n'aura plus qu'à tracer à la latte les sections droites des cylindres isoaires de 10°, 20°, 30°, etc.

IV. — Détermination des flottaisons isocarènes pour le premier déplacement envisagé.

Pour passer de chaque flottaison isocarène isoaire cylindrique à la flottaison isocarène plane correspondante, nous prendrons une flottaison plane de repère intermédiaire, parallèle, et passant par les points de repères choisis préalablement au même niveau sur tous les couples.

Nous mesurerons le volume de la tranche comprise entre chaque flottaison plane de repère et la flottaison gauche isocarène parallèle.

Le quotient de ce volume par la surface de la flottaison de repère est évidemment égal à la hauteur de la tranche comprise entre la flottaison plane de repère et la flottaison plane isocarène cherchée.

Ayant eu soin, comme nous l'avons dit au 5°, de choisir le point de repère en dessus de toutes les droites isoaires, il ne peut y avoir aucune hésitation ni dans l'évaluation du volume cherché, ni dans le sens où il faudra porter la distance entre la flottaison de repère et la flottaison isocarène correspondante. *Celle-ci est toujours au-dessous du point de repère.*

La série des opérations à effectuer sera la suivante :

8° Sur les verticaux *N* et *Æ*, on reproduira les points de repères choisis, et par ces points on fera passer des droites formant avec l'horizontale des angles successifs de 10°, 20°, 30°, etc. Ces droites sont les projections sur les verticaux des flottaisons planes de repères.

9° On relèvera sur ces verticaux et on inscrira dans les colonnes correspondantes du Tableau A (1) les ordonnées complètes *l* mesurées sur ces diverses droites de l'une à l'autre de leur intersection avec le contour de chaque couple.

Ces ordonnées interviendront pour déterminer en chaque couple l'aire comprise entre la flottaison de repère et la flottaison isoaire, et en même

---

(1) *Voir* le modèle de Tableau ci-joint.

temps pour calculer l'aire fictive Σl de la flottaison de repère (c'est-à-dire l'aire de cette flottaison, au facteur de l'équidistance des couples près).

En vue d'obtenir, avec le plus de précision possible, l'aire lh dans chaque couple, on inscrira, au cas où cette aire ne pourrait évidemment pas être assimilée à l'aire d'un rectangle, un facteur de correction $\frac{2}{3}$, $\frac{1}{2}$, etc., dans l'angle supérieur gauche de la case correspondante, en la colonne voisine où vont être inscrites les hauteurs h des aires lh. Cette correction n'est d'ailleurs motivée que pour les très grandes inclinaisons, et pour les couples de l'extrême arrière.

10° On relèvera sur le plan des sections droites des cylindres isoaires précédemment établi les hauteurs h mesurées entre le point de repère et chacune des flottaisons isoaires, et on les inscrira dans les colonnes correspondantes du Tableau A, en ayant soin, s'il y a lieu, de les réduire proportionnellement aux coefficients réducteurs préalablement inscrits.

11° On effectuera les produits lh et on les inscrira dans les colonnes réservées à cet effet du Tableau A. La somme des produits lh représente le volume *fictif* de la tranche correspondante, comprise entre une flottaison isoaire isocarène et la flottaison plane de repère parallèle.

12° On fera les sommes Σl et Σlh et les quotients $\frac{\Sigma lh}{\Sigma l}$. La valeur de ces quotients représente la distance du point de repère à chacune des flottaisons isocarènes cherchées; sur les verticaux complets N et R, on pourra donc tracer ces flottaisons en leurs positions respectives.

Nota. — Pour tous les relevés qui précèdent, on peut se contenter d'inscrire des chiffres relevés au décimètre gradué sans les transformer en vraie grandeur des ordonnées du bâtiment.

Il suffira ensuite de porter les quotients $\frac{\Sigma lh}{\Sigma l}$ à partir des points de repères, tels qu'on les aura obtenus, pour placer à leurs positions exactes les isocarènes pantoclines sur le plan.

Les quelques opérations graphiques et arithmétiques qui viennent d'être énumérées, suffisant à faire connaître la position dans le bâtiment d'une première série de flottaisons isocarènes pantoclines, sont les seules qui soient particulières à notre méthode. On voit qu'elles ne sont ni longues, ni compliquées, et surtout qu'elles ne comportent guère comme chances d'erreurs que les erreurs matérielles d'addition.

Celui qui est chargé de les opérer conserve en permanence la compréhension de sa tâche, pour peu qu'il ait pris la peine de saisir le principe très simple de la méthode. Il a donc ce double avantage d'agir *intelligemment*, sans avoir à faire œuvre d'initiative.

Nous allons maintenant décrire la série des opérations communes à toutes les méthodes basées sur l'emploi des flottaisons isocarènes, et qui sont en-

core nécessaires pour déduire de la position de celles-ci la connaissance des courbes des centres de carène pour divers déplacements.

V. — Détermination des rayons de courbure de la courbe des centres de carène pour le premier déplacement.

Ces rayons de courbure sont respectivement égaux au quotient des moments d'inertie des flottaisons par le volume immergé pour la première station.

On sait, en effet, que l'expression $\rho = \frac{I}{V}$ qui sert en théorie du navire pour déterminer le rayon métacentrique initial, ou rayon de courbure de la courbe des centres de carène, en son point le plus bas, résulte de considérations en lesquelles n'intervient point l'hypothèse que la flottaison considérée soit précisément la flottaison droite.

Nous remarquerons d'ailleurs que, pour la flottaison droite, il est inutile de relever le moment d'inertie, puisqu'on peut obtenir le rayon métacentrique initial tout calculé dans les tableaux de déplacement et de stabilité ordinaires.

Pour les flottaisons inclinées successives :

13° On choisira sur chaque flottaison isocarène un point de repère extérieur au maître couple, on relèvera les *grandes ordonnées* et les *petites ordonnées,* c'est-à-dire les distances comprises entre le point de repère et les intersections, la plus distante et la plus rapprochée de ce point, de la flottaison avec le contour de chaque couple.

On les inscrira, en tenant compte de l'échelle, au Tableau B ([2]), dans les colonnes 1 et 4.

14° En se servant d'une Table de carrés et de cubes, on écrira à côté de chaque ordonnée, dans les colonnes 2 et 3, 5 et 6, le carré et le cube de l'ordonnée.

15° On opérera les sommes des six colonnes.

A l'aide de ces sommes, de l'équidistance L entre les couples du bâtiment, et du volume V correspondant à la station envisagée, on obtiendra, d'une part, les rayons de courbure en appliquant la formule

$$R = \frac{\left\{\frac{1}{3}(\Sigma_3 - \Sigma_6) - \frac{1}{4}\left[\frac{(\Sigma_2 - \Sigma_5)}{\Sigma_1 - \Sigma_4}\right]^2 (\Sigma_1 - \Sigma_4)\right\} L}{V},$$

et, d'autre part, la surface

$$S = (\Sigma_1 - \Sigma_4) L$$

de la flottaison correspondant à la première station.

([1]) *Voir* le modèle de Tableau ci-joint.

16° On inscrira, sur le Tableau B correspondant à la première station, les valeurs M, N et P des volumes des tranches comprises entre la flottaison correspondante et les flottaisons des trois autres cas considérés. (Volumes dont la connaissance résulte de l'examen du devis d'armement.)

Nous avons dit que le déplacement moyen qu'il convient de choisir pour la première station est celui du bâtiment après consommation du charbon et des vivres avec water-ballast plein.

Les trois autres déplacements sont ceux du bâtiment en surcharge, en charge normale et après consommation avec water-ballast vide.

Les différences entre ces déplacements et le déplacement de la première station n'excèdent guère, dans la pratique, la grandeur du déplacement d'une tranche comprise entre la flottaison et une ligne d'eau voisine. On peut donc admettre avec une précision suffisante que les quotients $\frac{M}{S}$, $\frac{N}{S}$ et $\frac{P}{S}$ sont les distances successives, pour chaque flottaison isocarène inclinée, de la flottaison parallèle de déplacement plus grand de M ou de N ou plus petit de P.

17° On répétera sur ces nouvelles flottaisons les opérations décrites aux 13°, 14° et 15°.

Nous ne croyons pas utile de justifier, dans ses détails, la formule

$$R = \frac{\left[\frac{1}{3}(\Sigma_3 - \Sigma_6) - \frac{1}{2}\left(\frac{\Sigma_2 - \Sigma_5}{\Sigma_1 - \Sigma_4}\right)^2 (\Sigma_1 - \Sigma_4)\right] L}{V},$$

dont il est facile de retrouver l'origine algébrique, et qui, au surplus, est expliquée par le menu en notre *Théorie du Yacht* précitée.

Le terme $\frac{1}{3}(\Sigma_3 - \Sigma_6)$, tiers de la différence des sommes des cubes des grandes et des petites ordonnées est le moment d'inertie de la flottaison par rapport à l'axe de repère choisi; le terme $\frac{1}{2}\left[\frac{(\Sigma_2 - \Sigma_5)}{\Sigma_1 - \Sigma_4}\right]^2 (\Sigma_1 - \Sigma_4)$ est le produit de la surface de la flottaison par le carré de la distance de son centre de gravité au même axe.

VI. — Tracé des courbes des centres de carène et des courbes des bras de levier.

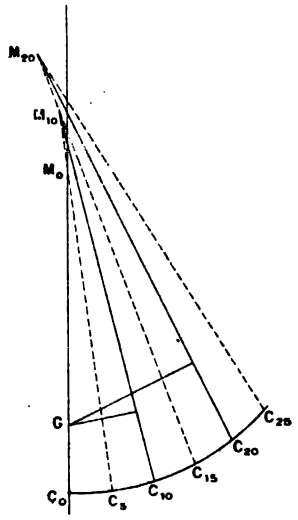
18° On portera sur une droite quelconque, à partir d'un point origine, les distances à la ligne d'eau zéro des centres de carène C_0 et des centres de gravité G successifs aux divers déplacements envisagés.

On figurera les métacentres M_0 et les centres de gravité G à ces divers déplacements, en portant, à partir de chaque centre de carène C_0, la longueur du rayon métacentrique initial R_0 et du terme C correspondants (*fig.* 3). Tous ces renseignements se trouvent dans les calculs réglementaires de déplacement et de stabilité.

19° Pour chacun des déplacements en question, de M_0 comme centre avec

R_0 pour rayon, on décrira un arc de cercle de 5° d'amplitude C_0C_5, on joindra les points M_0C_5 et sur la droite C_5M_0 on portera une longueur C_5M_{10} correspondant au rayon R_{10}; de M_{10} comme centre avec R_{10} pour rayon, on décrira un arc de cercle de 10° d'amplitude qui donnera le point C_{15}, on joindra

Fig. 3.



$C_{15}M_{10}$ et l'on placera le centre de courbure M_{20}, avec lequel on déterminera la courbe des centres de carène jusqu'au centre C_{25} et ainsi de suite.

On joindra les centres de courbure M_{10}, M_{20}, ... aux milieux des arcs de cercles osculateurs qui sont les points C_{10}, C_{20}, ...

20° Il ne restera plus qu'à abaisser de chaque centre de gravité G des perpendiculaires successives sur les droites $M_{10}C_{10}$, $M_{20}C_{20}$, ... pour obtenir les bras de leviers du couple de redressement pour chaque inclinaison, de 10° en 10°.

VII. — Tracé des courbes relatives à l'étude de la stabilité différentielle.

Enfin, ainsi que nous l'avons fait ressortir dans notre Avant-Propos, on trouvera, sur les verticaux complets et sur les Tableaux B, et sans nouveau calcul, tous les renseignements nécessaires pour la détermination de la section droite des cylindres enveloppes des flottaisons isocarènes et pour la construction de leurs développées.

21° On portera pour cela, sur un des verticaux complets où sont tracés les flottaisons isocarènes de chaque déplacement, à partir du point de repère choisi pour la mesure des grandes et petites ordonnées sur chaque flottaison, la longueur,

$$\lambda = \frac{1}{2}\,\frac{\Sigma_2 - \Sigma_3}{\Sigma_3 - \Sigma_1},$$

et l'on obtiendra de la sorte la projection du centre de gravité de la flottaison, point de contact de la flottaison avec son enveloppe.

Par ce centre de gravité, on élèvera une perpendiculaire à la flottaison considérée, laquelle, pour l'inclinaison dont il s'agit, représente en position et en direction la poussée d'une tranche surimmergée ou le poids d'une tranche émergée au voisinage de la flottaison.

DEUXIÈME PARTIE.

INDICATION DES MÉTHODES ABRÉGÉES POUR LA DÉTERMINATION APPROXIMATIVE DE LA COURBE DES CENTRES DE CARÈNE PAR L'EMPLOI DES FLOTTAISONS ISOAIRES.

La méthode complète que nous venons d'exposer prend rang parmi les déjà nombreuses méthodes plus ou moins expéditives employées jusqu'à ce jour pour le calcul définitif et le plus précis possible des courbes des centres de carène.

Nous avons eu, comme il a été dit plus haut, l'occasion d'appliquer à la détermination des courbes des centres de carène pour le croiseur *le Catinat*, comparativement à la méthode de M. l'ingénieur Doyère. Les résultats obtenus par les deux méthodes sont représentées à la *fig.* 4. On voit qu'ils sont très suffisamment rapprochés. Or, l'application de la méthode Doyère n'avait pas coûté moins de trois cents heures de travail de dessinateur, tandis que l'emploi de la nôtre ne s'est traduit que par une dépense de quatre-vingt-dix heures, sur lesquelles environ trente pour arriver à la courbe des centres de carène du premier déplacement.

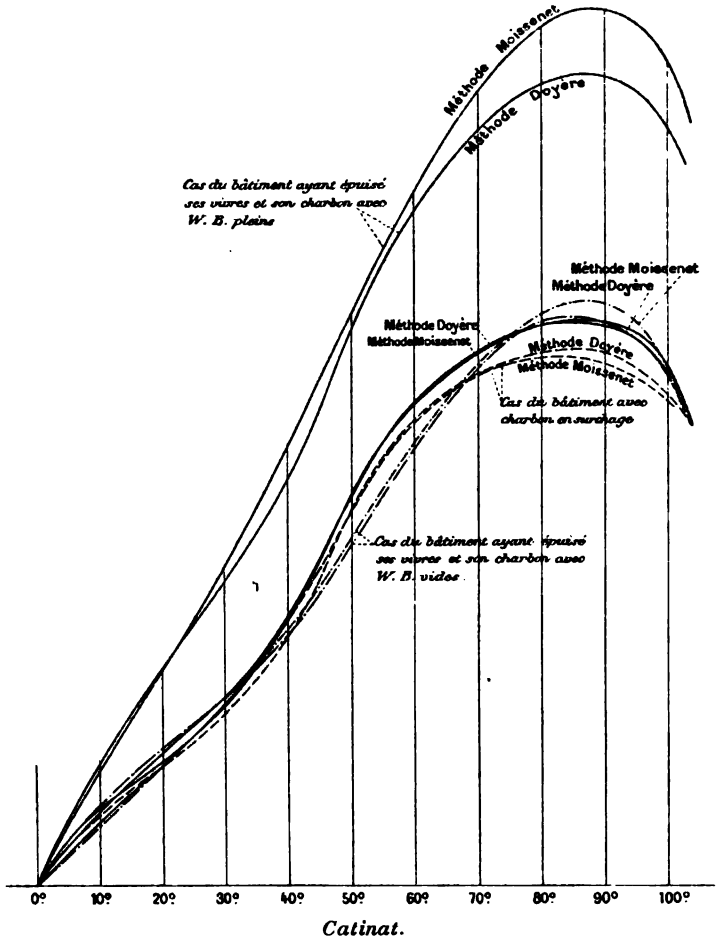
Néanmoins, au moment de l'élaboration d'un projet, on n'admettra peut-être pas volontiers que des calculs de relativement aussi longue haleine soient faits et refaits plusieurs fois, en vue de discuter les avantages relatifs au point de vue de la stabilité de diverses solutions entre lesquelles on hésite.

Au lieu de passer outre et d'arrêter les grandes lignes du projet sans avoir fait de comparaison de cet ordre entre quelques variantes, nous croyons qu'il y aurait avantage à appliquer une méthode *approximative, mais extrêmement rapide,* qui peut se déduire de l'emploi des flottaisons isoaires.

On obtiendrait ainsi de précieuses indications, de l'ordre qualificatif et relatif tout au moins; peut-être même, au point de vue absolu, ces renseignements ne seraient-ils pas plus éloignés de la réalité des faits que ceux que donne l'étude rigoureuse des flottaisons isocarènes.

La flottaison isocarène *plane* n'est, en effet, pour le bateau en marche, qu'une conception fictive. Ce bâtiment, flottant sur une eau agitée par des

Fig. 4.



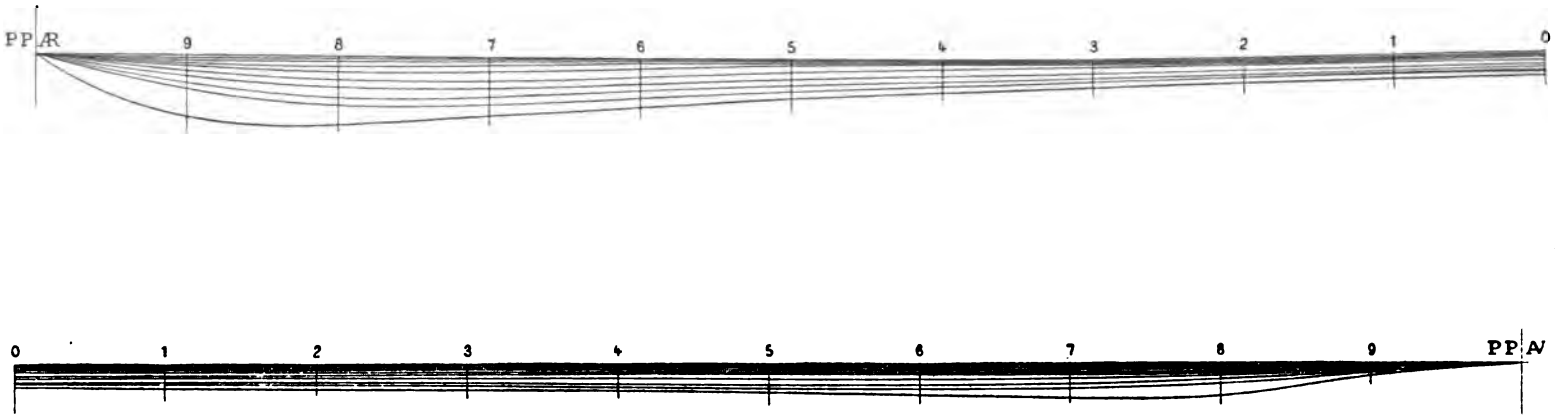
Catinat.

Courbes des bras de levier de redressement.
Tracé comparatif entre les résultats de la méthode Doyère et ceux de la méthode Moissenet.

houles naturelles ou soulevée par le fait même de sa propulsion, n'a jamais qu'une flottaison gauche et plus ou moins sinueuse, dont les seules propriétés essentielles sont de ne point affecter une courbure trop prononcée et d'isoler dans la coque une carène de déplacement sensiblement égal à celui de la carène droite en eau calme.

Si donc nous pouvons disposer d'une série de flottaisons inclinées gauches et un peu sinueuses, dont les courbures ne soient pas très prononcées et qui isolent dans le bâtiment des carènes successives de même déplacement qu'une carène droite donnée, ces flottaisons inclinées ne seront pas sensible-

Fig. 5.



ment plus différentes de la flottaison réelle du navire en marche que ne le seraient des flottaisons planes de même inclinaison.

Or, les flottaisons cylindriques isocarènes isoaires, dont nous avons vu que la détermination purement graphique est quasi instantanée, répondent exactement, pour tous les navires de formes ne sortant pas absolument de l'ordinaire, à la définition que nous venons de donner. Nous montrons, à titre d'exemple, à la *fig.* 5, le tracé des sections droites de ces flottaisons pour le *Catinat.*

Nous proposerons donc aux ingénieurs, chaque fois que, dans l'élaboration d'un projet, ils auront besoin d'obtenir rapidement des renseignements approximatifs sur sa stabilité inclinée, de substituer à la recherche de la courbe des centres des carènes limitées par des flottaisons isocarènes planes, le tracé de la courbe des centres des carènes limitées par des flottaisons cylindriques isocarènes isoaires.

On conçoit que cette détermination puisse être extrêmement rapide, surtout si l'on opère en ne prenant les couples que de deux en deux, ce qui nous semble encore fort admissible, comme premier degré d'approximation. Le tracé complet des flottaisons isoaires d'un couple se fait facilement en une vingtaine de minutes, soit environ trois heures pour tout le bâtiment.

Chaque flottaison isocarène isoaire, ainsi placée dans le navire, sera traitée, par nouvelle approximation, comme une flottaison plane, c'est-à-dire que, laissant entièrement de côté le Tableau A de la précédente méthode, on opérera directement sur le Tableau B.

Dans la démonstration de la formule $\rho = \frac{I}{V}$, basée sur la considération des onglets immergés et émergés, on spécifie que ces onglets, compris entre deux surfaces planes, sont de volumes équivalents.

Cette dernière constatation suffit à établir, par l'application du théorème de Guldin à l'une des deux surfaces, considérée comme génératrice du volume partie positif, partie négatif, engendré, que cette surface tourne autour de son centre de gravité; puis, en calculant le moment de chaque onglet engendré par une des fractions de la surface plane, on fait entrer en ligne de compte le moment d'inertie de cette surface par rapport à un axe passant par son centre de gravité.

Tout ceci s'appliquera, à un infiniment petit près, aux isocarènes cylindriques isoaires.

Les surfaces isoaires successives se coupent suivant une ligne passant par leur centre de gravité; puis opérer sur les génératrices de ces surfaces comme sur celles d'une flottaison plane revient seulement à considérer les projections sur le plan transversal des perpendiculaires abaissées sur ces génératrices, depuis le centre de gravité de la surface, comme négligeables devant ses ordonnées transversales, ce qui semble admissible, la courbure de la surface étant peu accentuée.

On marquera donc directement, sur les traces des flottaisons isoaires correspondantes en chaque couple, les points de repères nécessaires pour remplir les colonnes 1 et 4 du Tableau B. Mais ces points de repère, ne se correspondront plus pour former, comme dans le cas des flottaisons planes, un axe parallèle au plan de symétrie du navire et horizontal; ils devront seulement appartenir au même plan parallèle à l'axe horizontal, et normal aux génératrices de la surface isoaire. Autrement dit, pour tracer les points de repères, il conviendra de prendre des premiers points sur la flottaison droite de chaque couple, à la même distance de l'axe, et, de ces points, d'abaisser des perpendiculaires sur chaque trace isoaire de chaque couple. Les pieds de ces perpendiculaires serviront au relevé des grandes et petites ordonnées, pour remplir les colonnes du Tableau B.

Le reste des opérations précédentes se poursuivra sans changement.

Au cas où les formes du bâtiment seraient telles qu'on ne puisse consentir à considérer comme négligeable la distance transversale entre le centre de gravité d'une flottaison isoaire et de ses génératrices, la substitution des isocarènes gauches isoaires aux isocarènes planes, même pour obtenir des indications approximatives, cesserait de nous paraître acceptable.

Cependant voici une autre méthode qui permet de déterminer avec plus de rigueur, sinon peut-être avec plus de précision, la courbe des centres des carènes limitées à des isocarènes isoaires pantoclines.

Elle consiste à construire, pour un certain nombre de couples, *la courbe des centres des aires limitées à des traces isoaires pantoclines* dans ces couples.

Puis on composera, pour une inclinaison donnée, les surfaces des couples appliquées chacune au centre d'aire correspondant à cette inclinaison, et l'on obtiendra ainsi les coordonnées du centre de volume correspondant.

Cette seconde partie de l'opération peut être très réduite si l'on n'opère au complet que sur un petit nombre de couples, et qu'on mette en courbe les moments de ces couples par rapport à chacun des axes de coordonnées, pour se fier à la continuité de la courbe, et relever à l'échelle les moments pour les couples sur lesquels on n'a pas opéré à l'état direct.

Quant au tracé de la courbe des centres des aires, il est extrêmement rapide.

Considérons, en effet, momentanément, un couple quelconque comme la section droite d'une carène cylindrique de longueur égale à l'unité; nous saurons immédiatement calculer les rayons métacentriques de cette carène qui sont évidemment les mêmes que ceux du couple.

Appliquons la formule usuelle

$$r = \frac{I}{V} = \frac{\frac{2}{3}\Sigma l^3}{V}.$$

Ici, l est la moitié de la longueur L du couple;

Σl^3 est égal à $\frac{L^3}{8}$;

V est égal à l'aire du couple S multipliée par un facteur égal à l'unité.

Donc $r = \frac{L^3}{12S}$.

Dès qu'on a tracé les lignes isoaires dans un couple, en divisant par douze fois sa surface les cubes des longueurs de ces lignes isoaires, on possède immédiatement les rayons de courbure successifs de la courbe des centres des aires équivalentes limitées par ces lignes isoaires pantoclines, et ces rayons de courbures suffiront, par la construction graphique que nous avons rappelée plus haut, au tracé de la courbe.

Et c'est en insistant sur cette propriété des isoaires que nous terminerons cette étude.

Le tracé complet de la courbe des centres des aires équivalentes isolées par des droites diversement inclinées, dans le contour d'un couple, peut s'opérer facilement en une heure.

Avant d'arrêter *ne varietur* le tracé du maître couple d'un projet en cours d'élaboration, nous croyons qu'on aurait véritablement intérêt à appliquer aux divers tracés entre lesquels on peut hésiter la méthode de détermination que nous venons d'indiquer, et de comparer entre elles les diverses courbes de centres d'aires obtenues.

C'est, en effet, de la courbe des centres d'aires du maître couple que dépend essentiellement l'allure qu'affectera plus tard la courbe des centres de carène du bâtiment tout entier.

A. — *Relevés et opérations nécessaires à la détermination des rayons de courbure de la courbe des centres de carène.*

Désignation { de la station considérée : .....
de l'inclinaison considérée : .....

Équidistance des couples L = { Volume correspondant au déplacement à la station considérée ..... V =

Volumes des tranches comprises entre la flottaison après consommation des vivres et du charbon avec water-ballasts pleins et les flottaisons, { avec charbon en surcharge..... + M =
en charge normale..... + N =
après consommation des vivres et du charbon et water-ballasts vides ..... — P =

NUMÉROS des couples	GRANDES ORDONNÉES. (1).	CARRÉS. (2).	CUBES. (3).	PETITES ORDONNÉES. (4).	CARRÉS. (5).	CUBES. (6).
Partie *N*. 9...						
8...						
7...						
6...						
5...						
4...						
3...						
2...						
1...						
0...						
Partie *R*. 1...						
2...						
3...						
4...						
5...						
6...						
7...						
8...						
9...						
	Σ_1	Σ_2	Σ_3	Σ_4	Σ_5	Σ_6

$A = \Sigma_1 - \Sigma_4 =$	Surface de la flottaison,	$S = AL =$	$\frac{M}{S} = m =$	Distances de chacune des flottaisons à la flottaison de la première station.
$B = \Sigma_2 - \Sigma_5 =$	Distance du centre de gravité de la flottaison au point de repère,	$= \lambda = \frac{1}{2}\frac{B}{A} =$	$\frac{N}{S} = n =$	
$C = \Sigma_3 - \Sigma_6 =$	Moment d'inertie de la flottaison,	$I = \left(\frac{1}{3}C - \lambda^2 A\right)L =$	$-\frac{P}{S} = -p =$	

B. — *Détermination des flottaisons isocarènes pour la première station* (1).

Les largeurs de flottaisons *l* sont relevées sur les deux verticaux (*N* et *R*). Les distances du point de repère à chaque flottaison sont relevées sur plan des sections droites des cylindres isoaires. Les points de repères seront choisis de façon que les sections droites soient tout entières du même côté de l'axe de repère.

NUMEROS des couples		10°.			20°.			30°.			40°.			50°.			60°.		
		l.	*h.*	*lh.*	*l.*	*h.*	*lh.*	*l.*	*h.*	*lh.*	*l.*	*h.*	*l.*	*l.*	*h.*	*lh.*	*l.*	*h.*	*lh.*
Partie *N*.	9.....																		
	8.....																		
	7.....																		
	6.....																		
	5.....																		
	4.....																		
	3.....																		
	2.....																		
	1.....																		
	0.....																		
Partie *R*.	1.....																		
	2.....																		
	3.....																		
	4.....																		
	5.....																		
	6.....																		
	7.....																		
	8.....																		
	9.....																		
		ε^{l}		ε^{lh}	ε^{l}		ε^{lh}	ε^{l}		ε^{lh}	ε^{l}		ε^{lh}	ε^{l}		ε^{lh}	ε^{l}		ε^{lh}
		( )			( )			( )			( )			( )			( )		

ε^l = h, distance du point de repère à la flottaison isocarène.

		70°.			80°.			90°.			100°.			110°.			120°.		
		l.	*h.*	*lh.*	*l.*	*h.*	*h*	*l.*	*h.*	*lh.*	*l.*	*h.*	*lh.*	*l.*	*h.*	*lh.*	*l.*	*h.*	*lh.*
Partie N.	9.....																		
	8.....																		
	7.....																		
	6.....																		
	5.....																		
	4.....																		
	3.....																		
	2.....																		
	1.....																		
	0.....																		
Partie R.	1.....																		
	2.....																		
	3.....																		
	4.....																		
	5.....																		
	6.....																		
	7.....																		
	8.....																		
	9.....																		
		ε^l		ε^{lh}	ε^l		ε^{lh}	ε^l		ε^{lh}	ε^l		ε^{lh}	ε^l		ε^{lh}	ε^l		ε^{lh}
		$\left(\frac{\varepsilon^{lh}}{\varepsilon^l}\right)^{70°} =$			$\left(\frac{\varepsilon^{lh}}{\varepsilon^l}\right)^{80°} =$			$\left(\frac{\varepsilon^{lh}}{\varepsilon^l}\right)^{90°} =$			$\left(\frac{\varepsilon^{lh}}{\varepsilon^l}\right)^{100°} =$			$\left(\frac{\varepsilon^{lh}}{\varepsilon^l}\right)^{110°} =$			$\left(\frac{\varepsilon^{lh}}{\varepsilon^l}\right)^{120°} =$		

(1) Indiquer la station considérée { En surcharge.
En charge normale.
Après consommation des vivres et du charbon avec water-ballasts pleins.
» » vides.

SUR UNE

MÉTHODE DE CALCUL DES CARÈNES INCLINÉES

N'EMPLOYANT QUE

LES ORDONNÉES DES LIGNES D'EAU DES CARÈNES DROITES,

PAR M. L. RAVIER,
Ingénieur des Constructions navales.

MM. Guyou et Simart ont donné une méthode de calculs des carènes inclinées qui n'emploie que les ordonnées de la carène droite.

Nous présentons une méthode semblable, mais plus simple comme théorie et plus rapide, et ne comportant pas les mêmes hypothèses sur la continuité des formes de la coque.

Nous considérons tout volume de carène limité par une flottaison inclinée comme décomposable en une série de parallélépipèdes droits à base rectangle dont l'axe est une ordonnée de la carène droite, dont la hauteur est le segment de cette ordonnée compris dans le volume de carène inclinée considéré et dont la largeur et l'épaisseur sont respectivement les espacements des couples et des lignes d'eau (1).

Pour les grandes inclinaisons de flottaisons inclinées, cette décomposition ne donne lieu à aucune objection au point de vue de l'exactitude. Pour les petites inclinaisons, il serait à craindre que, les ordonnées de la carène étant coupées en petit nombre et très obliquement par la flottaison inclinée, les résultats ne fussent peu exacts.

Pour y répondre, pour la plus petite des inclinaisons de flottaisons inclinées que nous choisissons, nous doublons le nombre des ordonnées, ce qui est d'ailleurs suffisant.

Nous calculons, en ajoutant les éléments correspondant aux divers petits parallélépipèdes, le volume de carène limité par chaque flottaison inclinée, et ses moments X et Y par rapport au plan diamétral et par rapport au plan de la ligne d'eau zéro.

(1) Toutefois les calculs sont dirigés en utilisant ceux de carènes droites, et appliqués aux différences (onglets) entre ces carènes droites et les carènes inclinées.

L'inclinaison de la flottaison inclinée étant θ, on trouve alors la hauteur z au-dessus de la ligne d'eau zéro à laquelle la poussée pour cette flottaison inclinée vient rencontrer le plan diamétral par la formule

$$z = \frac{X \cot\theta + Y}{V}.$$

La hauteur H_g du centre de gravité du navire au-dessus de la ligne d'eau zéro étant supposée connue, les bras de levier de redressement peuvent enfin s'obtenir par la formule

$$x = (z - H_g) \sin\theta \text{ (}^1\text{)}.$$

Nous faisons d'abord les calculs pour des flottaisons inclinées isobathes de la ligne d'eau 9 (²).

Nous les faisons ensuite pour des flottaisons parallèles isobathes des lignes d'eau 10 et 11 et plus haut, si c'est nécessaire, comme il sera indiqué plus loin.

Nous choisissons les inclinaisons non par nombres exacts de degrés, mais telles que les ordonnées des flottaisons inclinées soient des nombres simples.

Si h est l'intervalle des lignes d'eau égal à $\frac{1}{10}$ du tirant d'eau moyen du navire en charge, les ordonnées d'une flottaison de carène inclinée dont l'in-

---

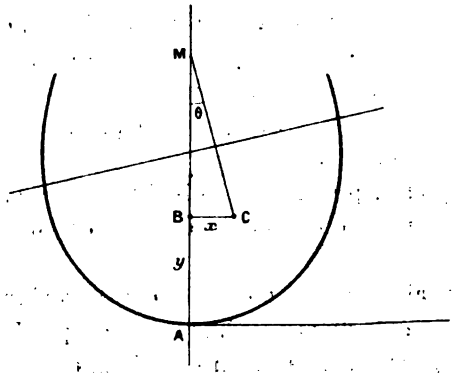
(¹) En effet, les ordonnées du centre de carène C par rapport au plan diamétral et au plan de la ligne d'eau zéro étant CB $= x$ et BA $= y$ (*fig.* 1), on a

$$x = \frac{\text{moment du volume de carène par rapport au plan diamétral}}{\text{volume de carène}} = \frac{X}{V}$$

et

$$y = \frac{\text{moment du volume de carène par rapport au plan de la ligne d'eau zéro}}{\text{volume de carène}} = \frac{Y}{V}$$

Fig. 1.



et d'ailleurs

$$z = AB + BM = y + \frac{CB}{\tang\theta} = y + x \cot\theta + \frac{X \cot\theta + Y}{V}.$$

(²) Nous supposons toujours dans ce qui suit l'intervalle entre la ligne d'eau zéro et la flottaison en charge divisé de façon que cette dernière soit la ligne d'eau 10.

clinaison est θ sont des multiples de $h \cot\theta$ (ou, pour la plus petite inclinaison pour laquelle le nombre des lignes d'eau est doublé, de $\frac{h}{2}\cot\theta$).

Nous prenons quatre séries de flottaisons inclinées partielles d'inclinaisons θ', θ'', θ''', θ^{IV}.

Pour un navire d'un tirant d'eau moyen compris entre $7^m,50$ et 10^m, nous prenons

$$h\cot\theta' = 4^m, \quad h\cot\theta'' = 2^m, \quad h\cot\theta''' = 1^m, \quad h\cot\theta^{\text{IV}} = 0^m,50.$$

Pour un navire d'un tirant d'eau de $7^m,50$ à 5^m, nous prenons

$$h\cot\theta' = 3^m, \quad h\cot\theta'' = 1^m,50, \quad h\cot\theta''' = 1^m, \quad h\cot\theta^{\text{IV}} = 0^m,50.$$

Enfin pour un navire d'un tirant d'eau de 3^m à 5^m nous prenons

$$h\cot\theta' = 2^m, \quad h\cot\theta'' = 1^m, \quad h\cot\theta''' = 0^m,50, \quad h\cot\theta^{\text{IV}} = 0^m,25.$$

Grâce à ces choix les inclinaisons sont à peu près

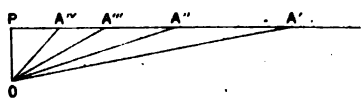
θ' entre 10° et 15°, θ'' entre 20° et 25°, θ''' entre 35° et 45°, θ^{IV} entre 50° et 60°,

et, les demi-largeurs au fort étant (avec les formes ordinaires des carènes) au moins égales aux profondeurs, on peut voir que les nombres d'ordonnées coupées par les flottaisons inclinées sont, en doublant le nombre des lignes d'eau seulement pour la plus petite inclinaison θ', très suffisants pour l'exactitude désirée des calculs.

Nous déduisons les valeurs des inclinaisons d'un calcul ou d'un tracé semblable à celui de la *fig.* 2 où

$$OP = h, \quad PA' = h\cot\theta', \quad PA'' = h\cot\theta'', \quad PA''' = h\cot\theta''', \quad PA^{\text{IV}} = h\cot\theta^{\text{IV}}.$$

Fig. 2.



Cette figure peut d'ailleurs être faite sur le vertical du navire.

Manière de dresser les Tableaux de calculs. — Les calculs complets comprennent les Tableaux et tracés suivants :

1° Tableau A des ordonnées et de leurs carrés;

2° Tableau B_9 des calculs des carènes isobathes de la ligne d'eau n° 9;

3° Tableaux B_{10} et B_{11} des calculs des carènes isobathes des lignes d'eau n° 10 et n° 11;

4° Tracés : *a*, des hauteurs Z en fonction des déplacements pour des panto-carènes isoclines;

b, des hauteurs Z en fonction des inclinaisons pour les iso-carènes intéressantes (tracé déduit du précédent);

c, des bras de levier de redressement en fonction des inclinaisons pour les isocarènes intéressantes (tracé déduit du précédent);

5° Tableaux complémentaires B_{13}, B_{17}, B_{20} et complément d'après eux des tracés, s'il y a lieu.

1° *Tableau* A *des ordonnées* (*voir* modèle, *Pl. II*). — Ce Tableau est disposé de façon qu'on puisse inscrire au-dessous de chaque ordonnée son carré; on le fait sur du papier quadrillé à défaut d'imprimé spécial préparé.

En vue des calculs des flottaisons inclinées pour lesquelles le nombre des lignes d'eau est doublé, il y a des colonnes correspondant à des lignes d'eau intercalées aux milieux, entre les lignes d'eau ordinaires.

On n'inscrit sur le Tableau que les ordonnées qui doivent servir : ce sont, comme il résulte de l'examen des Tableaux B, celles qui sont supérieures aux ordonnées de toutes les flottaisons inclinées.

On commence, en conséquence, par inscrire ces dernières ordonnées dans les Tableaux B avant de dresser le Tableau A. (Remarquons à cette occasion que, la méthode de calculs conduisant à prendre sans cesse des renseignements dans un Tableau pour dresser le voisin, il y a intérêt, pour la rapidité des calculs, à étaler les divers Tableaux les uns à côté des autres sur une grande table à dessin.) On inscrit les ordonnées dans le Tableau A avec deux décimales. On inscrit leurs carrés avec une seule décimale, la précision relative obtenue ainsi étant suffisante.

(Plus tard, les sommes des ordonnées qui sont transcrites dans les Tableaux B y sont inscrites avec une seule décimale, et les sommes des carrés des ordonnées y sont de même inscrites sans décimale aucune.)

Le modèle du Tableau A peut être imprimé d'avance avec les lignes d'eau intermédiaires entre celles ordinaires, seulement de la ligne d'eau 4 à la ligne 16 (la première ligne d'eau intermédiaire est ainsi $4\frac{1}{2}$ et la dernière $15\frac{1}{2}$).

Ces lignes d'eau intermédiaires sont suffisantes, parce que les lignes d'eau intermédiaires ne sont utilisées que pour la plus petite inclinaison (θ') et que pour cette petite inclinaison θ', comprise entre 10° et 15° environ, on n'est jamais conduit à employer des isobathes supérieures à celles de la ligne d'eau 11, ainsi qu'il sera expliqué plus loin.

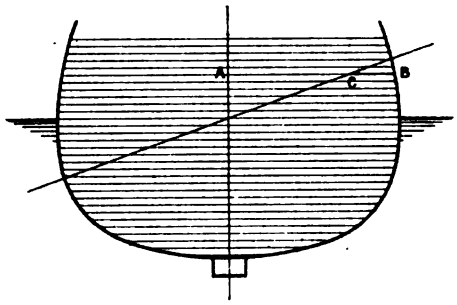
2° *Tableau* B_9 *des calculs des carènes isobathes de la ligne d'eau* 9. (*Voir* modèle de ce Tableau, *Pl. III*). — Il est disposé de façon à utiliser les calculs de carènes droites du Tableau ordinaire des calculs de déplacement et stabilité du navire droit, la méthode décrite étant appliquée non aux carènes inclinées elles-mêmes, mais aux différences entre ces carènes et la carène droite limitée par la ligne d'eau 9 [1].

---

[1] Nous ne faisons jamais de corrections d'aboutissement, les jugeant inutiles, et, pour les extrémités, nous ne divisons pas les quantités ajoutées par 2 (méthode de trapèzes), nous les laissons entières, suivant la méthode de Poncelet.

Les ordonnées de la carène droite qui entrent dans des parallélépipèdes utiles sont pour chaque ligne d'eau celles, A, B, par exemple (*fig.* 3), qui

Fig. 3.



sont supérieures aux ordonnées (A, C) de la flottaison inclinée qui correspondent à cette ligne d'eau.

Les calculs relatifs aux onglets additifs et soustractifs sont réunis dans le même Tableau.

Il y a des parties à ajouter et des parties à soustraire. Pour distinguer les parties à soustraire sur le modèle de Tableau joint, nous les avons hachurées.

Il sera commode d'employer ce procédé d'une façon générale.

Il y a à gauche du Tableau une colonne indiquant les numéros ordinaires des lignes d'eau, plus les lignes d'eau intermédiaires, et une autre colonne indiquant les *facteurs,* c'est-à-dire les numéros des lignes d'eau comptées à partir de la ligne d'eau 9 positivement au-dessus et négativement au-dessous.

Il y a en bas de la fraction du Tableau correspondant à chaque inclinaison les formules nécessaires pour l'obtention des résultats finaux des calculs.

Les formules relatives à la fraction du Tableau afférente à la plus faible inclinaison θ' diffèrent des autres en raison de la différence d'intervalles des lignes d'eau, l'intervalle étant pour les calculs de cette inclinaison moitié.

Les formules ont été établies en partant de ce que les petits parallélépipèdes en lesquels nous décomposons les onglets peuvent eux-mêmes être considérés chacun comme la différence de deux parallélépipèdes, l'un ayant pour hauteur l'ordonnée de la carène et l'autre l'ordonnée de la flottaison inclinée.

Le volume de chaque parallélépidède ayant sa base dans le plan diamétral et sa hauteur égale à une ordonnée de la carène ou d'une flottaison inclinée, est égal à sa base $\left(h\lambda \text{ ou } \frac{h\lambda}{2}\right)$ multipliée par l'ordonnée qui est sa hauteur.

Son moment par rapport à la ligne d'eau zéro est égal au produit de son volume par la distance de l'ordonnée de la carène droite qui est son axe à la ligne d'eau 9, plus la distance de la ligne d'eau 9 à la ligne d'eau zéro.

Son moment par rapport au plan diamétral est égal à la moitié du produit de sa base par le carré de l'ordonnée qui est sa hauteur.

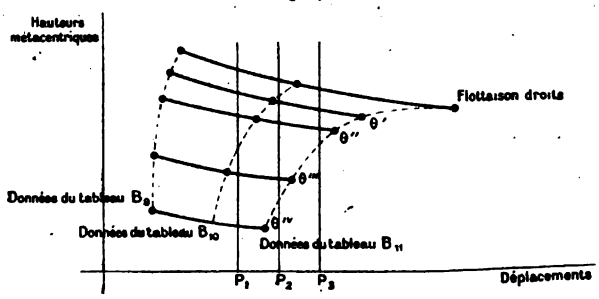
Les formules sont déduites de ces considérations en faisant les additions ou soustractions convenables des éléments à combiner.

3° *Tableaux* B_{10} et B_{11} (*Pl. IV*). — Ces Tableaux sont dressés suivant le même principe que le Tableau B_9, mais en utilisant pour le Tableau B_{10} les calculs faits au Tableau B_9; pour le Tableau B_{11}, les calculs faits au Tableau B_{10}.

4° *Tracés.* — Après avoir fait les calculs des Tableaux B_9, B_{10} et B_{11} on fait un tracé de la courbe des hauteurs métacentriques Z en fonction des déplacements pour chacune des inclinaisons θ', θ'', θ''', θ^{IV}.

On trace d'ailleurs en même temps, à titre de contrôle, la même courbe pour l'inclinaison *zéro* (flottaisons droites) à l'aide des résultats des calculs ordinaires de déplacement et stabilité [flottaisons droites (*fig.* 4)].

Fig. 4.



Ces courbes étant tracées, on mène les parallèles à l'axe des y qui correspondent aux déplacements intéressants : P_1 (lège), P_2 (en charge, P_3 (en surcharge).

Les points où ces droites rencontrent les courbes donnent les hauteurs métacentriques pour chaque déplacement intéressant pour les diverses inclinaisons.

On s'en sert pour tracer les courbes des hauteurs métacentriques en fonction des inclinaisons, pour chaque déplacement P_1, P_2, P_3.

4° *Calculs supplémentaires : Tableaux* B_{12}, B_{13}, etc. — Si le navire a des œuvres mortes très réduites, soit naturellement, soit par des avaries supposées, pour les grandes inclinaisons, les déplacements des carènes isobathes aux lignes d'eau 9, 10 et 11 sont notablement inférieurs aux déplacements des carènes droites 9, 10 et 11.

Il en résulte que, dans le premier tracé ci-dessus, la ligne P_3 et même les lignes P_1 et P_2 ne rencontrent pas les courbes des hauteurs métacentriques en fonction des déplacements tracées pour les grandes inclinaisons.

On est alors obligé, mais pour les grandes inclinaisons seulement, de faire les calculs pour des flottaisons inclinées isobathes de lignes d'eau supérieures 14, 17 et 20. On fait dans ce but des Tableaux semblables aux Tableaux B_{10} et B_{11}, mais dans lesquels on laisse en blanc les parties relatives

aux inclinaisons pour lesquelles les calculs précédents ont été reconnus suffisants.

Nous donnons comme règle de n'établir que les Tableaux B_{14}, B_{17} et B_{20} : c'est suffisant, parce que les flottaisons très inclinées, en vertu même de leur inclinaison, sont plus rapprochées que les lignes d'eau droites dont elles dérivent.

On pourra être amené, mais par exception, à établir des tableaux B_{25}, B_{30}, B_{35} correspondant à des lignes d'eau fictives 25, 30 et 35.

Il y a lieu de remarquer (*voir* le Tableau 14, *Pl. V*) que quand on passe d'un Tableau à un autre, distant de plusieurs lignes d'eau, les colonnes *c* et *e* des Tableaux présentent une particularité.

On a à y inscrire des sommes d'ordonnées de la carène comprises entre des ordonnées négatives et des ordonnées positives de flottaisons inclinées. Il faut interpréter la chose dans ce sens qu'on ajoute les ordonnées de la carène comprises entre l'ordonnée négative et zéro et celles comprises entre θ et l'ordonnée positive.

Pour les carrés, les sommes correspondant aux ordonnées négatives sont à retrancher et celles correspondant aux ordonnées positives à ajouter.

Remarque sur les calculs de bâtiments limités au pont blindé. — Si le pont blindé est à peu près un plan parallèle à la flottaison droite, comme cela se présente pour les cuirassés, l'application de la méthode donne des résultats un peu inexacts.

La décomposition en parallélépipèdes des volumes de carènes que nous avons adoptés a en effet pour conséquence de substituer dans les calculs à la position réelle du pont blindé le plan milieu entre les deux lignes d'eau droites entre lesquelles il est compris.

On fera les calculs sans se préoccuper des erreurs et l'on corrigera ces erreurs si elles paraissent à considérer en passant de la position fausse donnée par les calculs du pont blindé à la vraie par la méthode décrite ci-dessous pour les calculs à faire en cas d'avaries supposées peu importantes ou bien d'appendices peu importants supposés ajoutés aux œuvres mortes.

Calcul de la stabilité après avaries ou avec appendices ajoutés aux œuvres mortes.

Si les avaries supposées sont importantes, ou les appendices supposés ajoutés importants, il en résulte des modifications de la carène qui se traduisent suffisamment par une modification du Tableau des ordonnées.

On refait alors les calculs comme on les avait faits pour la carène intacte : 1° avec le Tableau des anciennes ordonnées, mais en supposant nulles celles qui n'ont pas été modifiées ; 2° avec le Tableau des nouvelles ordonnées, en supposant encore nulles celles qui n'ont pas été modifiées. Les différences

entre les volumes et moments obtenus respectivement dans ces deux séries de calculs sont les quantités à ajouter ou à retrancher aux volumes et moments des calculs de la carène intacte pour obtenir les volumes et moments de la carène avariée.

Si les avaries ou modifications supposées apportées à la carène sont peu importantes ou pour une autre raison quelconque ne se traduisent pas suffisamment par les modifications apportées aux ordonnées, on calcule directement pour chacune des flottaisons inclinées qui ont été considérées, en faisant les tracés nécessaires s'il y en a sur le vertical du navire, les volumes et les moments (par rapport au plan diamétral et par rapport à la ligne d'eau zéro) des parties ajoutées et retranchées. On corrige en conséquence les volumes et moments obtenus dans le Tableau B, et on refait le calcul des Z et les tracés successifs des Z en fonction des déplacements, puis des Z en fonction des inclinaisons.

Méthode abrégée.

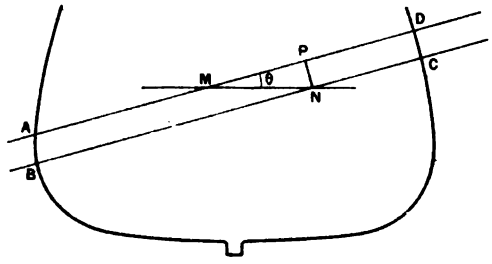
A côté de la méthode ci-dessus se place une méthode abrégée qui est à cette méthode ce que la méthode abrégée Doyère est à la méthode Doyère complète.

Cette méthode abrégée comprend le même Tableau des ordonnées que la méthode complète.

Elle ne comprend pas de Tableau B_9 mais seulement un Tableau B_{10}, qui est d'ailleurs du modèle de celui B_9 de la méthode complète, avec cette différence que les formules placées au bas des Tableaux partiels sont modifiées afin de donner les résultats pour des isocarènes au lieu de les donner simplement pour des isobathes.

Pour passer des isobathes aux isocarènes, on part du principe que le volume V d'une tranche ABCD découpée dans une carène (*fig.* 5) par deux

Fig. 5.



flottaisons inclinées parallèles est, à une faible erreur près, égal au produit de la distance perpendiculairement au diamétral MN de ces flottaisons inclinées par la surface Σ de la projection de l'une des bases BC sur le diamétral.

En effet le volume V est égal (à une faible erreur près) au produit de la surface BC par la distance NP des deux plans, et Σ est égal à la surface BC multipliée par $\sin\theta$, tandis que MN est égal à NP divisé par $\sin\theta$.

Les moments de la tranche ABCD par rapport au plan diamétral ou à ligne d'eau zéro sont égaux aux produits de son volume par les distances de son centre de gravité au plan de la ligne d'eau zéro ou au diamétral.

Ce centre de gravité peut, en général, être confondu avec celui de l'aire BC, sous réserve d'une correction qu'il appartient dans chaque cas de faire, si on la juge nécessaire, et en évaluant à l'œil la position du centre de gravité de la tranche par rapport au centre de gravité de l'aire BC.

La surface de la projection de l'aire BC sur le diamétral, et la position de son centre de gravité se déduisent des nombres d'ordonnées des diverses lignes d'eau qui rencontrent utilement la surface BC. De même que nous avons décomposé les volumes en parallélépipèdes, nous décomposons la surface BC en rectangles qui sont d'ailleurs les sections de la surface BC par les faces perpendiculaires au diamétral des parallélépipèdes. Les nombres d'ordonnées sont pour la surface BC des nombres de rectangles comme ils étaient pour les volumes des nombres de parallélépipèdes.

Résumé et conclusions.

Nous avons décrit une méthode de calculs des carènes inclinées, basée sur la décomposition des volumes, les parallélépipèdes ayant leurs faces respectivement parallèles et perpendiculaires aux flottaisons droites et au plan diamétral.

Cette décomposition permet de n'employer que les ordonnées des lignes d'eau ordinaires de flottaisons droites.

Accessoirement, pour simplifier les calculs, les inclinaisons des carènes inclinées choisies pour les calculs sont déterminées d'une façon spéciale et ne sont pas des nombres exacts de degrés.

Les résultats obtenus sont suffisamment exacts avec la méthode complète. Une méthode abrégée plus rapide, également décrite, donne des résultats moins précis.

L'application de la méthode complète à un calcul de carènes inclinées, avec résultats cherchés pour trois déplacements différents, a demandé dix à douze heures.

L'application de la méthode abrégée en aurait demandé sept à huit.

La méthode ne demande donc pas sensiblement plus ou moins de temps que les bonnes méthodes actuellement en usage.

Nous considérons l'emploi du planimètre qui est à peu près général à l'étranger comme devant être très nettement préféré ; mais si l'on n'emploie pas le planimètre, notre méthode, satisfaisante d'ailleurs pour la rapidité et l'exactitude aurait l'avantage de comporter des calculs définis et éminemment contrôlables sur un Tableau d'ordonnées toujours le même.

Elle s'applique très bien aux calculs après avaries supposées.

NOUVELLE MÉTHODE

POUR

LE CALCUL DES CARÈNES INCLINÉES,

PAR M. LEPARMENTIER,
Contremaître des Constructions navales.

I. — Exposé de la méthode (pour un déplacement).

La méthode consiste à résoudre le problème suivant :

Étant donnée une carène, limitée par une flottaison AB *quelconque* (*fig.* 1), *avec ses éléments géométriques, trouver le point* O *où une autre flottaison* $E_n F_n$ *isocarène et inclinée de n degrés sur la précédente vient couper cette dernière et déterminer, par la seule considération des deux onglets égaux* E_nOA, BOF_n *ainsi déterminés et du volume* V_0 *de la carène, les éléments de la nouvelle carène.*

Fig. 1.

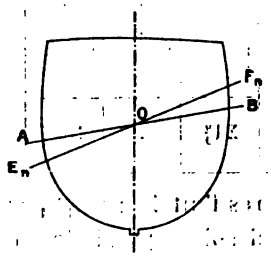
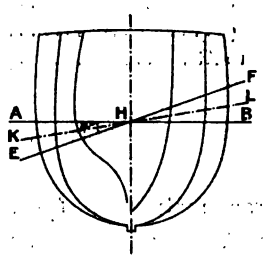


Fig. 2.



Soient AB une flottaison quelconque (*fig.* 2) limitant un volume de carène V_0, et EF une autre flottaison quelconque, inclinée de n^o sur la première et la coupant au point H [1].

Menons la bissectrice KHL de l'angle des flottaisons considérées et imaginons le volume de chaque onglet engendré par la révolution de n^o de la flottaison KHL autour de l'axe longitudinal.

Appelons I_0 les ordonnées de l'onglet immergé et E_0 les ordonnées de l'onglet émergé.

[1] Bien que les *fig.* 2, 3 et 5 soient relatives au cas particulier où la flottaison AB est droite, il est entendu que les raisonnements s'appliquent à toute flottaison AB inclinée.

Les volumes respectifs des onglets sont au facteur $\frac{\text{Longueur du bateau}}{20}$ ou $\frac{L}{20}$ près.

Volume onglet : 1° immergé; 2° émergé.

$$1^\circ = \sum \frac{\pi I_0^2 n}{360} = \frac{\pi n}{360}\left(\frac{I_{10}^2 N}{2} + I_9^2 + \ldots + I_0^2 + \ldots + I_9^2 + \frac{I_{10}^2 R}{2}\right) = \frac{\pi n}{360}\sum I_0^2,$$

$$2^\circ = \sum \frac{\pi E_0^2 n}{360} = \frac{\pi n}{360}\left(\frac{E_{10}^2 N}{2} + E_9^2 + \ldots + E_0^2 + \ldots + E_9^2 + \frac{E_{10}^2 R}{2}\right) = \frac{\pi n}{360}\sum E_0^2.$$

Il y a donc lieu de disposer le Tableau (I) suivant pour avoir le volume des deux onglets en question :

TABLEAU (1).

	ORDONNÉES DES ONGLETS pour l'inclinaison de			
	I_0.	I_0^2.	E_0.	E_0^2.
10 *N*	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$
9	.	.	.	.
8	.	.	.	.
7	.	.	.	.
	.	.	.	.
	.	.	.	.
	.	.	.	.
6	.	.	.	.
7	.	.	.	.
8	.	.	.	.
9	.	.	.	.
10 *R*	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$
Totaux	.	ΣI_0^2	.	ΣE_0^2

Si l'on trace maintenant (*fig.* 3) deux autres flottaisons E_1F_1 et E_2F_2 l'une au-dessous, l'autre au-dessus de EF et qui lui soient parallèles, on détermi-

Fig. 3.

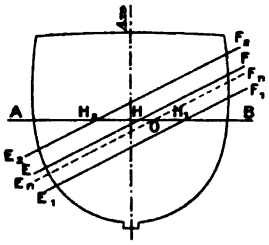
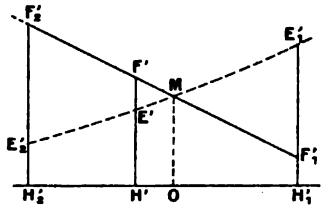


Fig. 4.



nera par le même procédé deux onglets immergés et deux émergés dont les ordonnées seront fournies par deux autres Tableaux identiques à celui dont nous venons de parler.

On aura donc tous les éléments voulus pour trouver le point O cherché, il suffira, en effet, de faire le tracé de la *fig.* 4 à l'aide des égalités (1).

(1)
Fig. 4 : $H'_2 H' = H_2 H$ de la *fig.* 3.
» $H' H'_1 = H H_1$ »
» $H'_2 F'_2 =$ Expression du volume onglet $H_2 F_2 B$ *fig.* 3,
» $H' F' =$ » $H F B$ »
» $H'_1 F'_1 =$ » $H_1 F_1 B$ »
» $H'_2 E'_2 =$ » $H_2 E_2 A$ »
» $H' E' =$ » $H E A$ »
» $H'_1 E'_1 =$ » $H_1 E_1 A$ »

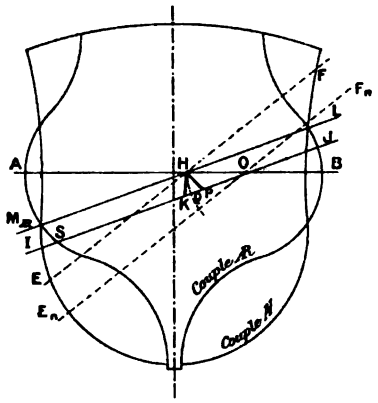
La longueur HO (*fig.* 3) est alors égale à H'O (*fig.* 4) et OM représente à l'échelle le volume de chaque onglet.

Ce procédé d'application facile est relativement long puisque, pour déterminer la position des centres des volumes des onglets égaux, il faut encore établir un quatrième Tableau analogue au Tableau (I) où les carrés des ordonnées sont remplacés par les cubes.

Aussi sera-t-il plus rapide et encore plus simple de lui substituer la méthode suivante qui donne les mêmes garanties d'exactitude :

Soit, comme pour le procédé susindiqué, un Tableau rempli pour une flottaison EF (*fig.* 5).

Fig. 5.



Il s'agit de déterminer HO.

Supposons le problème résolu et pour simplifier la figure prenons deux couples seulement, les $n^{\text{ièmes}}$ N et R. Soient AB la première flottaison, EF la seconde et $E_n F_n$ la flottaison isocarène cherchée. Traçons les bissectrices IJ et $M_N L$ des angles AOE_n et AHE. Menons HP parallèle à $M_R S$ et HK parallèle à $M_N I$.

On voit immédiatement qu'aux ordonnées HM_N et HM_R inscrites dans le Tableau pour l'onglet émergé, on devrait substituer les ordonnées OI pour l'N et OS pour l'R, ou bien leur ajouter respectivement OK et OP, ou encore

ajouter à chacune d'elles la moyenne OQ aussi exacte que possible de ces deux dernières quantités. Or, OQ est, en pratique, sensiblement égal à OH lorsque l'angle des deux flottaisons ne dépasse pas 10°; il suffira donc de déterminer algébriquement la quantité OQ ou OH que nous appellerons δ dans les Tableaux de calculs.

Ceci suppose que, pour deux divisions symétriques, par rapport à la perpendiculaire milieu, la longueur $\delta = HO$ sera la moyenne de OK et OP, autrement dit, il y aura compensation entre ces divisions. Admettons que ces compensations n'aient pas lieu et supposons tous les couples identiques à celui de l'Æ.

Quelle sera l'erreur commise sur δ et quelles en seront les conséquences sur la position du centre de carène cherché?

Il suffit pour s'en rendre compte de faire un certain nombre de tracés des triangles tels que OHP aux échelles habituelles de $0^m,01$ ou même de $0^m,05$. On constate alors que l'erreur commise OP — OH est au plus égale à celle que l'on peut commettre couramment dans un relevé d'ordonnées fait à ces échelles.

Quant à la conséquence de cette erreur dans la valeur de δ sur la position du centre de carène, elle est absolument négligeable, car dans l'application au flotteur n° 1 pour lequel $\delta = 0^m,166$ on peut supprimer complètement la quantité $1,5\delta(\Sigma\bar{I}_0^2 - \Sigma\bar{E}_0^2)$ à retrancher de la somme $\Sigma\bar{I}_0^2 + \Sigma\bar{E}_0^2$ et ne commettre qu'une erreur de $0^m,001$ sur C_0C_1 [formule (4)].

Calcul de δ. — Les volumes des onglets déterminés par la flottaison EF (*fig.* 5) sont au facteur $\frac{\pi n L}{360 \times 20}$ près :

$$V_i = \text{vol. de l'onglet immergé.....} \left(\frac{\bar{I}_{10}^{N^2}}{2} + \bar{I}_9^{N^2} + \ldots + \bar{I}_0^2 + \ldots + \bar{I}_8^{R^2} + \bar{I}_9^{R^2} + \frac{\bar{I}_{10}^{R^2}}{2}\right),$$

$$V_e = \quad \text{»} \quad \text{émergé.....} \left(\frac{\bar{E}_{10}^{N^2}}{2} + \bar{E}_9^{N^2} + \ldots + \bar{E}_0^2 + \ldots + \bar{E}_8^{R^2} + \bar{E}_9^{R^2} + \frac{\bar{E}_{10}^{R^2}}{2}\right).$$

En admettant que V_i soit alors plus grand que V_e les volumes des onglets déterminés par la flottaison isocarène cherchée sont :

$$(1)\quad \left\{\begin{aligned} V_{i\delta} &= \frac{(I_{10}^N - \delta)^2}{2} + (I_9^N - \delta)^2 + \ldots + (I_0^R - \delta)^2 + \ldots + (I_9^R - \delta)^2 + \frac{(I_{10}^R - \delta)^2}{2} \\ &= \frac{\bar{I}_{10}^{N^2}}{2} - \frac{2I_{10}^N \times \delta}{2} + \frac{\delta_2}{2} + \bar{I}_9^{N^2} - 2I_9\delta + \delta^2 + \ldots + \bar{I}_9^R - 2I_9\delta + \delta^2 + \frac{\bar{I}_{10}^{R^2}}{2} - \frac{2\bar{I}_{10}^R \times \delta}{2} + \frac{\delta^2}{2} \\ &= \left(\frac{I_{10}^{N^2}}{2} + I_9^{N^2} + \ldots + I_9^{R^2} + \frac{I_{10}^{R^2}}{2}\right) - 2\delta\left(\frac{I_{10}^N}{2} + I_9^N + \ldots + I_9^R + \frac{I_{10}^R}{2}\right) + 20\delta^2 \\ &= V_{i\delta} = \Sigma I_0^2 - 2\delta \times \Sigma I_0 + 20\delta^2 = \Sigma I_1^2, \end{aligned}\right.$$

et pareillement

$$(2)\qquad V_{e\delta} = \Sigma E_0^2 + 2\delta \times \Sigma E_0 + 20\delta^2 = \Sigma E_1^2.$$

Or, $V_{i\delta}$ et $V_{e\delta}$ étant les volumes des onglets déterminés par la flottaison isocarène, on a

$$\Sigma I_0^2 - 2\delta \times \Sigma I_0 + 20\delta^2 = \Sigma E_0 + 2\delta \times \Sigma E_0 + 20\delta^2.$$

(3) $$2\delta(\Sigma E_0 + \Sigma I_0) = \Sigma I_0^2 - \Sigma E_0^2.$$

d'où

(3') $$\delta = \frac{1}{2}\,\frac{\Sigma \bar{I}_0^2 - \Sigma \bar{E}_0^2}{\Sigma I_0 + \Sigma E_0}.$$

Remarques. — 1° Si après avoir porté une longueur $HO = \delta$ (*fig.* 5) du côté convenable (c'est-à-dire tel que la flottaison isocarène soit en dessous de H si δ est positif, et en-dessus si δ est négatif) on faisait le relevé des nouvelles ordonnées I_1 et E_1 pour remplir un Tableau identique au Tableau (I), on constaterait la concordance pour ainsi dire absolue des quantités $\Sigma \bar{I}_1^2$, $\Sigma \bar{E}_1^2$, qui sont les expressions des volumes des onglets, toujours au facteur $\frac{\pi n L}{360.20}$ près.

Il est donc sans intérêt de procéder à un pareil calcul. En tous cas, connaissant δ par la formule (3'), il est toujours facile d'avoir les valeurs de ΣI_1^2 et ΣE_1^2, sans avoir à procéder à un nouveau relevé d'ordonnées, à l'aide des formules (1) et (2).

Des formules analogues peuvent également être établies pour la détermination de ΣI^3 et ΣE^3. En effet, cherchons les centres de gravité des onglets égaux, par rapport au point O (*fig.* 5); nous aurons :

M_{0i} = Moment de l'onglet immergé.

$$= \frac{\pi n}{360} \times \frac{2}{3} \times \frac{L}{20}\left(\frac{I_{10}^{N^3}}{2} + I_9^{N^3} + \ldots + I_0^3 + \ldots + I_9^{R^3} + \frac{I_{10}^{R^3}}{2}\right)\frac{\sin\frac{n}{2}}{\operatorname{arc}\frac{n}{2}}$$

$$= \frac{\pi n L}{10800} \times \Sigma I_1^3 \times \frac{\sin\frac{n}{2}}{\operatorname{arc}\frac{n}{2}}.$$

M_{0e} = Moment de l'onglet émergé :

$$= \frac{\pi n L}{10800} \times \Sigma E_1^3 \times \frac{\sin\frac{n}{2}}{\operatorname{arc}\frac{n}{2}}.$$

d'où la nécessité de déduire à l'aide de δ, $\Sigma \bar{I}_1^3$ et $\Sigma \bar{E}_1^3$ de $\Sigma \bar{I}_0^3$ et $\Sigma \bar{E}_0^3$.

Posons

$$\Sigma I_1^3 = \frac{(I_{10}^N - \delta)^3}{2} + (I_9^N - \delta)^3 + \ldots + (\overline{I_9^R - \delta})^3 + \frac{(\overline{I_{10}^R - \delta})^3}{2}$$

$$= \frac{\bar{I}_{10}^{N^3}}{2} - \frac{3\bar{I}_{10}^{N^2} \times \delta}{2} + \frac{3 I_{10}^N \times \delta^2}{2} - \frac{\delta^3}{2} + I_9^{N^3} - 3\bar{I}_9^{N^2} \times \delta + 3 I_9^N \times \delta^2 - \delta^3 + \ldots$$

$$= \left(\frac{I_{10}^{N^3}}{2} + I_9^{N^3} + \ldots + \frac{I_{10}^{R^3}}{2}\right) - 3\delta\left(\frac{I_{10}^{N^2}}{2} I_9^{N^2} + \ldots + \frac{I^{R^2}}{2}\right) + 3\bar{\delta}^2\left(\frac{I_{10}^N}{2} + \ldots + \frac{I^R}{2}\right) - 20\bar{\delta}^3$$

$$= \Sigma I_0^3 - 3\delta\Sigma I_0^2 + 3\bar{\delta}^2 \Sigma I_0 - 20\bar{\delta}^3.$$

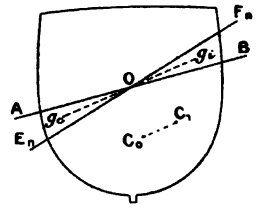
et pareillement

$$= \Sigma \overline{E}_1^3 = \Sigma \overline{E}_0^3 + 3\delta \Sigma E_0^2 + 3\overline{\delta}^2 \Sigma E_0 + 2\delta \overline{\delta}^3.$$

Les relations précédentes vont nous servir pour la recherche des centres de carène.

Recherche du centre de carène C_1. — Il est évident que la nouvelle carène résultant de la flottaison isocarène $F_n F_{n_1}$, au point de vue du volume et de la position transversale de son centre, peut être considérée comme obtenue en

Fig. 6.



transportant l'onglet émergé de g_e en g_i dans la direction de la bissectrice de l'angle O (*fig.* 6), puisque nous avons supposé les centres de gravité des onglets placés sur cette bissectrice.

Il se produit donc de ce fait un moment égal à

$$MI + M_{0\Sigma} = \frac{\pi n L}{10800}(\Sigma \overline{I}_1^3 + \Sigma \overline{E}_1^3)\frac{\sin\frac{n}{2}}{\text{arc}\,\frac{n}{2}},$$

qui déplace le centre de carène C_0 dans une direction parallèle à $g_e g_i$ de la quantité

$$C_0 C_1 = \frac{\pi L n}{10800 V_0}(\Sigma \overline{I}_1^3 + \Sigma \overline{E}_1^3)\frac{\sin\frac{n}{2}}{\text{arc}\,\frac{n}{2}},$$

V_0 étant le volume de la carène, appendices compris ou non compris, mais

$$\Sigma I_1^3 + \Sigma E_1^3 = \Sigma \overline{I}_0^3 + \Sigma \overline{E}_0^3 - 3\delta\,(\Sigma \overline{I}_0^2 - \Sigma \overline{E}_0^2) + 3\delta^2(\Sigma I_0 + \Sigma E_0)$$
$$= \Sigma \overline{I}_0^3 + \Sigma \overline{E}_0^3 - 3\delta[(\Sigma \overline{I}_0^2 - \Sigma \overline{E}_0^2) - \delta(\Sigma I_0 + \Sigma E_0)].$$

Remarquant [formule (3)] que $\delta(\Sigma I_0 + \Sigma E_0) = \dfrac{\overline{\Sigma I_0}^2 - \overline{\Sigma E_0}^2}{2}$, on a

$$\Sigma \overline{I}_1^3 + \Sigma \overline{E}_1^3 = \Sigma \overline{I}_0^3 + \Sigma \overline{E}_0^3 - 1{,}5\,\delta(\Sigma \overline{I}_0^2 - \Sigma \overline{E}_0^2),$$

donc

$$(4) \qquad C_0 C_1 = \frac{\pi L n}{10800 V_0}[\Sigma \overline{I}_0^3 + \Sigma \overline{E}_0^3 - 1{,}5\,\delta(\Sigma \overline{I}_0^2 - \Sigma \overline{E}_0^2)]\frac{\sin\frac{n}{2}}{\text{arc}\,\frac{n}{2}}.$$

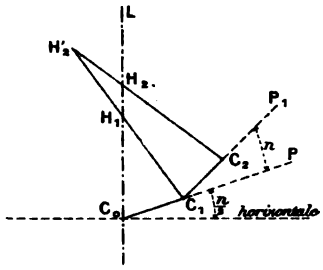
Courbe des bras de levier de redressement. — Nous savons que les bras de levier de redressement s'obtiennent, ordinairement, par la formule

$$(H - a)\sin n,$$

dont la variable H est, dans les autres méthodes connues, facile à déterminer puisque son calcul se réduit à la résolution d'un triangle rectangle. Dans notre méthode il faudrait résoudre trigonométriquement deux triangles d'un calcul plus long pour avoir mathématiquement les hauteurs métacentriques. Aussi, pour éviter ces calculs trigonométriques qui sont toujours une source d'erreurs, est-il plus simple d'employer le procédé graphique suivant :

Sur un plan à grande échelle où l'axe du navire et son centre de carène initial sont figurés, on trace la ligne C_0P inclinée de $\frac{n^0}{2}$ sur l'horizontale (*fig.* 7); on porte à partir de C_0 la longueur C_0C_1 obtenue par la formule (4

Fig. 7.



pour la première inclinaison, et l'on mène par C_1 la ligne C_1H (direction de la poussée) faisant avec l'axe C_0L l'angle de n degrés.

Par C_1 on trace la ligne C_1P_1 inclinée de $\frac{n}{2} + n$ sur l'horizontale; on porte à partir de C_1 la longueur déterminée par la formule (4) pour la seconde inclinaison, et l'on mène par C_2 la ligne C_2H_2, direction de la poussée faisant avec l'axe C_0L l'angle $2n$, et ainsi de suite. Les hauteurs métacentriques C_0H_1, C_0H_2 se prennent alors à l'échelle du plan et l'on évalue les bras de levier.

En pratique, il sera préférable de procéder autrement et de substituer des longueurs portées à l'échelle du plan, au tracé d'angles à l'aide du rapporteur.

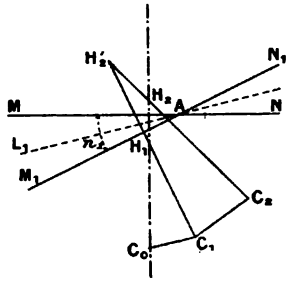
Soient

C_1 le centre de carène de la première carène inclinée (*fig.* 8);
C_1H_1 la direction de la poussée ou la perpendiculaire à la flottaison qui a déterminé cette carène.

Le triangle $C_0H_1C_1$ est isoscèle, car l'angle $C_0H_1C_1$ ayant ses côtés respecti-

vement perpendiculaires à ceux de l'angle MAM_1, a sa bissectrice perpendiculaire à AL_1 ou à sa parallèle C_0C_1 qui est la base du triangle considéré.

Fig. 8.



Donc :

$$C_0H_1 = \frac{C_0C_1}{\left(\sin\frac{n}{2}\right) \times 2} \tag{5}$$

Il suffira, par conséquent, de joindre C_1H_1 pour avoir la direction de la poussée.

On démontrerait de même, pour la seconde inclinaison, que le triangle $C_1H'_2C_2$ est isoscèle et que

$$C_1H'_2 = \frac{C_1C_2}{\left(\sin\frac{n}{2}\right) \times 2},$$

et, ainsi de suite.

II. — Stabilité longitudinale.

Par extension, cette méthode pourrait s'employer aussi aux calculs de la stabilité longitudinale, et même servir à l'opération du lancement pour déterminer les centres des poussées correspondant aux diverses flottaisons.

Il conviendrait, dans ces divers cas, de prendre des flottaisons inclinées de degré en degré ou même de demi-degré en demi-degré en agissant sur les sections longitudinales multipliées à cet effet comme on l'a fait sur les divisions de tracé dans la stabilité transversale en remarquant, toutefois, que pour le lancement, les inclinaisons atteindraient tout au plus 5° ou 6° et seulement sur l'Æ.

III. — Des erreurs dues à cette méthode et de la possibilité d'en atténuer l'importance.

1° L'erreur en volume résultant de la substitution des fuseaux aux onglets est négligeable. La valeur relative est sensiblement égale à deux fois la différence des triangles ABL et LDF divisée par la surface du couple correspondant (*fig.* 9).

2° Le fait de supposer le centre de gravité des onglets sur leur plan bissecteur entraîne une erreur dans la position du centre de carène en hauteur.

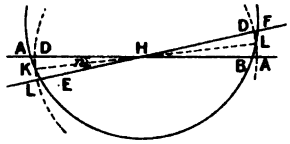
Dans le cas du flotteur n° 1, par exemple, cette erreur de position serait représentée par

$$\frac{(2 \text{ fois la surface du triangle LDF} \times \frac{2}{3} \times \text{DA}}{\text{surface totale du couple}},$$

soit

$$0^m,162 \times 0^m,9 \times 2 \times \frac{2}{3} \times 1^m,8 : 117 = 1^{mm},5.$$

Fig. 9.



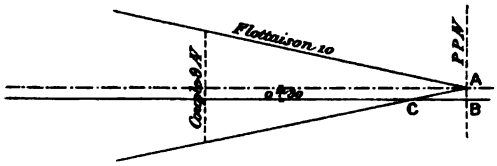
On voit que cette erreur est très faible. Elle n'influe en rien, d'ailleurs, sur le bras de levier de redressement.

La méthode Benjamin-Spence, pour le même exemple, conduirait à une erreur de 85^{mm} de bas en haut si, comme c'est la règle, l'on ne faisait pas la correction du pied des couples et si l'on négligeait les appendices (*voir* le Tableau-flotteur n° 1, *Pl. VII*).

Erreur due à la non-correction des aboutissements de chaque flottaison isocarène dans un navire.

(Flottaison 10 à l'échelle de $0^m,01$).

Fig. 10.



Nous avons vu que le volume d'un onglet au facteur $\frac{\pi n L}{10800}$ près est

$$\frac{\overline{E}_{10}^{N^2}}{2} + \overline{E}_9^{N^2} + \overline{E}_8^{N^2} + \ldots + \overline{E}_0^2 + \ldots + \overline{E}_8^{R^2} + \overline{E}_9^{R^2} + \frac{\overline{E}_{10}^{R^2}}{2},$$

et que celui obtenu en ajoutant δ aux ordonnées est

$$\Sigma \overline{E}_1^2 = \Sigma \overline{E}_0^2 + 2\delta \Sigma E_0 + 20\overline{\delta}^2.$$

Cette expression accuse donc un volume supérieur à celui engendré par le triangle ABCN et R (*fig.* 10) : autrement dit, cette expression est trop forte de

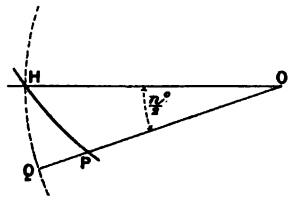
$$2 \times \frac{\delta^2}{2};$$

puisque $E_{0'0}^{R}$ et $E_{0'0}^{R}$ sont nulles. Or, si l'on admet toujours $\delta = 0^{m},30$ comme un maximum $\overline{\delta}^{2} = 0^{mq},09$ et l'erreur relative, pour un navire ordinaire, peut être

$$\frac{0,09}{1000} \text{ ou } \frac{0,09}{2000} \quad \text{soit} \quad \frac{1}{10000} \text{ ou } \frac{1}{20000}.$$

De la possibilité d'atténuer l'erreur de δ. — Pour la substitution de PO à $HO = \delta$ (*fig.* 5 ou 11) il y a tout intérêt à rapprocher les points H et P de O,

Fig. 11.



c'est-à-dire à diminuer δ, puisque les angles étant constants l'erreur commise QP sera plus petite.

IV. — Remarques et observations.

Il y a évidemment tout intérêt à prendre n le plus petit possible; il semble toutefois superflu de le prendre inférieur à 5°, car les erreurs dues à la substitution des fuseaux aux onglets n'altèrent pas d'une façon sensible, comme on a vu, les éléments cherchés. Dans les bâtiments limités au pont blindé il est d'ailleurs nécessaire de chercher les points de 5° en 5° pour déterminer convenablement la courbe.

D'un autre côté, le chiffre de 10° semble être la limite maxima où l'on doit s'arrêter pour la détermination du plus grand nombre de points utiles à la construction des courbes.

Toute méthode dans laquelle on fait usage des onglets pour déterminer les éléments géométriques d'un navire, présente l'inconvénient, si une erreur vient à se glisser dans les calculs pour une inclinaison, d'entacher d'une erreur semblable ceux des inclinaisons suivantes. Mais il est trop facile d'y obvier en employant à cet effet deux calculateurs, ainsi qu'on devrait le faire d'ailleurs dans tout calcul de cette importance, travaillant séparément et devant obtenir le même résultat.

On pourrait même, à la rigueur, à titre de comparaison, employer pour une inclinaison de 40° à 60° une autre méthode pour laquelle les calculs d'une inclinaison à l'autre n'ont aucun lien entre eux.

La méthode des onglets a le triple avantage :

1° De ne pas nécessiter la correction des aboutissements des couples et des lignes d'eau, puisque le relevé des ordonnées en est absolument indépendant, à l'exception toutefois de la flottaison droite limitant le volume V_0 et des

flottaisons des plans bissecteurs servant aux calculs. L'erreur commise par ces dernières n'est d'ailleurs que théorique, ainsi que nous l'avons déjà vu;

2° D'accuser les centres des carènes inclinées, avec appendices, sans qu'on ait à s'occuper de ceux-ci. On verra, d'autre part, leurs influences sur les deux courbes relatives aux flotteurs cylindriques considérés, et sur le *Jeanne d'Arc* (*Pl. VIII*);

3° Elle permet de tracer, sans autres calculs, la développée métacentrique, la courbe enveloppe des flottaisons et la courbe des projections des centres de carène sur le maître-couple. A l'occasion, si on le jugeait utile, on pourrait déterminer la distance au maître-couple des centres de carène correspondant à chaque inclinaison, puisqu'il suffirait d'ajouter une colonne *ad hoc* au Tableau des ordonnées inclinées, colonne où l'on inscrirait les produits des facteurs $\overline{I}_0^2$ et $\overline{E}_0^2$ par les numéros des divisions, pour déterminer à l'aide de δ les centres de gravité des onglets immergés et émergés.

La distance longitudinale du nouveau centre de carène au précédent serait, en appelant V le volume d'un onglet et λ la distance longitudinale des centres de gravité des onglets égaux : $\frac{V \times \lambda}{V_0}$; V_0 étant le volume de la carène droite isocarène.

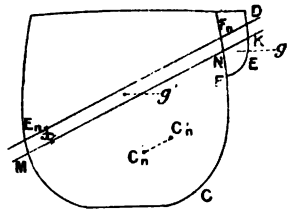
V. — Complément.

S'il est intéressant de connaître la courbe des bras de levier de redressement d'un bâtiment pour le cas d'une carène intacte, c'est-à-dire dégagée d toute saillie en rentrée fortuite dans ses formes, il n'est pas moins utile de savoir comment cette courbe se modifie sous l'influence de déformations éventuelles, telles que des avaries de combat.

Cette méthode permet, par les résultats directs ou par interpolation qu'elle fournit, d'opérer très simplement pour obtenir les bras de levier de redressement dans ces nouveaux cas.

Premier cas. — Soit (*fig.* 12) une carène $E_n F_n C$ de volume V_0 avec appendices dont on a déterminé les éléments géométriques sans tenir compte des saillies, celles des encorbellements, par exemple, qui peuvent exister.

Fig. 12.



Il est évident que, si l'on veut faire entrer ces saillies en ligne de compte, leur influence sur les courbes s'exercera à partir du moment où elles entre-

ront dans les volumes de la carène limités par les flottaisons isocarènes.

Supposons qu'une flottaison isocarène $E_n F_n$ détache le volume $E_n F_n C = V_0$; par adjonction de la saillie IDEF, $E_n F_n D$ cesse d'être la flottaison isocarène et, dès lors, doit être déplacée de haut en bas et parallèlement à $E_n F_n D$ d'une quantité x telle que l'on ait

$$Sx = \varpi - sx,$$

soit

$$x = \frac{\varpi}{S - s},$$

ϖ représentant le volume $F_n DEF$;
s représentant la surface $F_n D$ dans la saillie;
S représentant la surface de la flottaison $E_n F_n$.

Il en est de même du centre de carène $C\eta$ qui se déplace parallèlement à $g'g$ et d'une quantité $CnC'n$ égale à

$$\frac{(\varpi - sx)g'g}{V_0},$$

g' étant le centre de gravité de la tranche $E_n F_n NM$; g étant le centre de gravité de la saillie NKEF.

La distance de $C'n$ à la direction de la poussée passant par Cn représente l'augmentation du bras de levier de redressement.

A la flottaison isocarène suivante, on opère de la même façon si elle coupe encore l'encorbellement, sinon

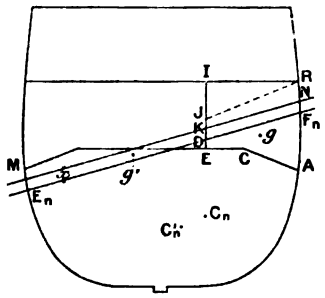
$$x = \frac{\varpi}{S}$$

et

$$C_{(\eta+10)} C'_{(\eta+10)} = \frac{\varpi g_1 g}{V_0}.$$

Deuxième cas. — Si, au lieu de supposer une saillie, on considère une déchirure AR (*fig.* 13) dans la carène qui mette en communication le comparti-

Fig. 13.



ment RIECA avec l'extérieur, cela revient encore évidemment à admettre une modification des formes de la carène.

La flottaison isocarène E_nF_n se déplacera de bas en haut d'une quantité x telle que l'on ait

$$\varpi = (S - s)x,$$

soit

$$x = \frac{\varpi}{S - s},$$

ϖ représentant le volume DF_nACE;
s représentant la surface DF_n dans le compartiment envahi;
S représentant la surface de la flottaison E_nF_n.

Le centre de carène C_n se déplace parallèlement à gg' et d'une quantité $C_\eta C'_\eta$ égale à

$$\frac{\varpi g g'}{V_0},$$

g étant le centre de gravité du volume du compartiment envahi DF_nACE;
g' étant le centre de gravité du volume de la tranche E_nF_nNM diminuée de la tranche DF_nNK.

La distance de C'_n à la distance de la poussée passant par C_n représente la diminution du bras de levier de redressement.

A la flottaison suivante, on opère de la même façon si elle coupe encore la brèche au-dessous du point R, sinon

$$x = \frac{\varpi}{S}$$

et

$$C_{(\eta+10)}C'_{(\eta+10)} = \frac{\varpi g g'}{V_0}.$$

On a ainsi tous les éléments voulus pour modifier la courbe enveloppe des flottaisons, la courbe des centres de carène et celle des bras de levier de redressement.

Remarque. — Le volume maximum à considérer est sensiblement le volume RF_nACEJ limité supérieurement par la flottaison isocarène passant par R [1].

Reste l'évaluation de ϖ et S et la recherche des centres de gravité g et g' :

1° Pour ϖ et son centre de gravité : rien de particulier, ϖ étant un polyèdre quelconque;

2° S s'obtiendra par interpolation à l'aide des courbes des aires des plans bissecteurs.

Quant au centre de gravité g' de la tranche Sx, il se trouve à peu près à $\frac{x}{2}$ au-dessus ou au-dessous, selon le cas, du centre de gravité des flottai-

---

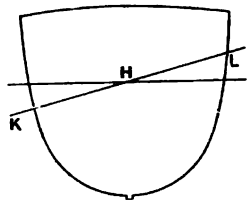
[1] On tient ainsi compte : 1° du volume de la construction du compartimentage; 2° du volume des matières encombrantes pouvant rester dans les compartiments envahis, et enfin du volume de l'air comprimé dans ces compartiments.

sons isocarènes, que l'on obtiendra aussi, par interpolation, à l'aide des centres de gravité des plans bissecteurs.

Or, les centres de gravité de ces plans bissecteurs sont donnés par la formule (3′) relative à la carène intacte ; en effet :

Soit KL un des plans bissecteurs (*fig.* 14).

Fig. 14.



Prenons pour plan des moments celui qui passe par H, nous aurons
Moment des ordonnées telles que HL

$$= \Sigma I_0 \frac{I_0}{2} = \Sigma \frac{I_0^2}{2}.$$

De même, M_0 des ordonnées telles que HK

$$= \Sigma E_0 \frac{E_0}{2} = \Sigma \frac{E_0^2}{2}.$$

En appelant G le centre de gravité cherché, on a

$$(3') \qquad HG = \frac{\Sigma \frac{I_0^2}{2} - \Sigma \frac{E_0^2}{2}}{\Sigma I + \Sigma E_0} = \frac{\Sigma I_0^2 - \Sigma E_0^2}{\Sigma I_0 + \Sigma E_0} \frac{1}{2} = \delta.$$

C. Q. F. D.

Il suffit donc, pour avoir les centres de gravité des plans bissecteurs, de porter respectivement sur chacun d'eux les longueurs égales aux diverses valeurs de δ à partir des points H.

Tableaux.

Les Tableaux 2, 3, 4 et 5 sont relatifs à deux flotteurs cylindriques munis d'appendices proportionnels à leurs déplacements, d'un diamètre de 20^m, d'une longueur de 100^m et ayant un tirant d'eau : l'un (appelé n° 1) de $8^m,006$, l'autre (appelé n° 2) de 10^m.

Tableau 2. — Tableaux relatifs aux carènes droites.

Ordonnées des lignes d'eau du couple O avec correction du pied du couple.

N°s des lignes d'eau.		0.	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	Totaux.
		½										½	
Flotteur n° 1.	ordonnées	0,55	3,84	5,46	6,50	7,34	7,96	8,54	8,98	9,34	9,60	4,90	73,01
	moments.	»	3,84	10,92	19,50	29,36	39,80	51,24	62,86	74,72	86,40	49,00	427,64
Flotteur n° 2.	ordonnées	0,60	4,30	5,95	7,10	7,96	8,64	9,15	9,52	9,75	9,95	5,00	77,92
	moments.	»	4,30	11,90	21,30	31,84	43,20	54,90	66,64	78,00	89,55	50,00	451,63

Tableau (3).

	Flotteur n° 1			Flotteur n° 2		
	avec lignes d'eau et correction des couples.	géométriquement.	Différences.	avec lignes d'eau et correction du pied des couples.	géométriquement.	Différences.
Longueur	100,000	100,000	»	100,000	100,000	»
Profondeur	8,006	8,006	»	10,000	10,000	»
Surface totale d'un couple sans appendices	116,904	117,472	0,568	155,840	157,080	m 1,240
Distance du centre de carene à la ligne O (sans appendices)	4,689	4,659	0,030	5,796	5,756	0,040
Volume (sans appendices)	11690,400	11747,200	56,800	15584,000	15708,000	124,000
Déplacements (sans appendices)	11994,350	12052,627	58,277	15989,184	16116,408	127,224
Appendices	75,000	75,000	»	100,000	100,000	»
Déplacement avec appendices	12069,350	12127,627	58,277	16089,184	16216,408	127,224
Distance du centre de volume des appendices à la ligne O	1,440	1,440	»	1,800	1,800	»
M_0 par rapport à la ligne O (sans appendices)	56241,507	56153,189	88,318	92673,403	92766,000	92,597
M_0 par rapport à la ligne O des appendices	108,000	108,000	»	180,000	180,000	»
M_0 par rapport à la ligne O avec appendices	56349,507	56261,189	88,318	92853,403	92946,000	92,597
Distance de centre de carène à la ligne O avec appendices	4,669	4,639	0,030	5,771	5,732	0,039

TABLEAU RELATIF AUX CARÈNES INCLINÉES.

Tableau (4). — Flotteur n° 1.

Bande de 10° (carène géométrique et sans appendices).

		I_0.		$\bar{I}_0^2$.		I_0^3.		E_0.		$\bar{E}_0^2$.		F
PP_0N....	$\frac{1}{2}$	..	$\frac{1}{2}$	..	$\frac{1}{2}$	..	$\frac{1}{2}$	..	$\frac{1}{2}$	..	$\frac{1}{2}$	..
9.....	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..	.	.
8.....	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..	.	.
.....	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..	.	.
.....	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..
.....	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..	.	.
.....	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..
.....	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..
.....	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..
.....	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..
o.....	.	$9^m,96$	.	99,2	.	988	.	9,63	.	92,7	.	.
.....	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..	.	.
.....	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..
.....	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..
.....	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..	.	.
.....	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..	.	.
.....	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..	.	.
.....	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..	.	.
8.....	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..	.	.
9.....	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..	.	.
pp.Æ....	$\frac{1}{2}$	..	$\frac{1}{2}$	..	$\frac{1}{2}$	..	$\frac{1}{2}$	..	$\frac{1}{2}$	..	$\frac{1}{2}$	.
Totaux..	$\Sigma I_0 = 199,2$		$\Sigma \bar{I}_0^2 = 1984$		$\Sigma \bar{I}_0^3 = 19760$		$\Sigma E_0 = 192,6$		$\Sigma \bar{E}_0^2 = 1854$		$\Sigma \bar{E}_0^3 = 17$	
Report..	$\Sigma E_0 = 192,6$		$\Sigma \bar{E}_0^2 = 1854$		$\Sigma \bar{E}_0^3 = 17860$		à reporter.					
	$\Sigma I_0 + \Sigma E_0 = 391,8$		$\Sigma \bar{I}_0^2 - \Sigma \bar{E}_0^2 = 130$		$\Sigma \bar{I}_0^3 + \Sigma \bar{E}_0^3 = 37620$							

$$1,5\,\delta\left(\Sigma \bar{I}_0^2 - \Sigma E_0^2\right) = 32$$

Différence..... $D = 37588$

(3') $$\delta = \frac{1}{2}\,\frac{\Sigma \bar{I}_0^2\,\Sigma \bar{E}_0^2}{\Sigma I_0 + \Sigma E_0} \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 0^m,166$$

(4) $$C_0C_1 = \frac{\pi LD}{10800.V} \times D \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 0,931$$

(5) $$C_0H_1 = \frac{C_0C_1}{\left(\sin\frac{\alpha}{2}\right) \times 2} \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 5,341$$

Remarque. — La valeur géométrique de C_0H_1 est $5^m,341$.

Inscrire aux *pp.N* et *Æ* la moitié des ordonnées, de leurs carrés et de leurs cubes.

TABLEAU RELATIF AUX CARÈNES INCLINÉES.

Tableau (5). — Flotteur n° 2.

Bande de 10° (carène géométrique et sans appendices).

	I_0.	$\bar{I}_0^2$.	$\bar{I}_0^3$.	E_0.	E_0^2.	E_0^3.
pp.N....	$\frac{1}{2}$ ..	$\frac{1}{2}$ ..	$\frac{1}{2}$ ..	$\frac{1}{2}$ ..	$\frac{1}{2}$ ..	$\frac{1}{2}$ ..
9.....	. ..	. ..	. ..	. ..	. ..	. ..
8.....	. ..	. ..	. ..	. ..	. ..	. ..
.....	. ..	. ..	. ..	. ..	. ..	. ..
.....	. ..	. ..	. ..	. ..	. ..	. ..
.....	. .	. ..	. ..	. ..	. ..	. ..
.....	. ..	. ..	. ..	. ..	. ..	. ..
.....	. ..	. ..	. ..	. ..	. ..	. ..
.....	. ..	. ..	. ..	. ..	. ..	. ..
.....	. ..	. ..	. ..	. ..	. ..	. ..
.....	. ..	. ..	. ..	. ..	. ..	. ..
0.....	. $10^m,00$	. 100,00	. 1000	. 10,00	. 100,00	. 1000
.....	. ..	. ..	. ..	. ..	. ..	. ..
.....	. ..	. ..	. ..	. ..	. ..	. ..
.....	. ..	. ..	. ..	. ..	. ..	. ..
.....	. ..	. ..	. ..	. ..	. ..	. ..
.....	. ..	. ..	. ..	. ..	. ..	. ..
.....	. ..	. ..	. ..	. ..	. ..	. ..
.....	. ..	. ..	. ..	. ..	. ..	. ..
8.....	. ..	. ..	. ..	. ..	. ..	. ..
9.....	. ..	. ..	. ..	. ..	. ..	. ..
pp.Æ...	$\frac{1}{2}$ ..	$\frac{1}{2}$ ..	$\frac{1}{2}$ ..	$\frac{1}{2}$ ..	$\frac{1}{2}$ ..	$\frac{1}{2}$ ..
Totaux..	$\Sigma I_0 = 200$	$\Sigma \bar{I}_0^2 = 2000$	$\Sigma \bar{I}_0^3 = 20000$	$\Sigma E_0 = 200$	$\Sigma \bar{E}_0^2 = 2000$	$\Sigma \bar{E}_0^3 = 20000$
Report..	$\Sigma E_0 = 200$	$\Sigma \bar{E}_0^2 = 2000$	$\Sigma \bar{E}_0^3 = 20000$			
	$EI_0 + \Sigma E_0 = 400$	$\Sigma \bar{I}_0^2 - \Sigma \bar{E}_0^2 = 4000$	$\Sigma \bar{I}_0^3 + \Sigma \bar{E}_0^3 = 40000$			
			$1,5\delta(\Sigma \bar{I}_0^2 - \Sigma \bar{E}_0^2) = 0$			
		Différence.....	$D = 40000$			

à reporter.

(3') $$\delta = \frac{1}{2}\frac{\Sigma \bar{I}_0^2 - \Sigma \bar{E}_0^2}{\Sigma I_0 + \Sigma E_0} \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 0^m,0000$$

(4) $$C_0C_1 = \frac{\pi L n}{10800.V} \times D \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 0,7407$$

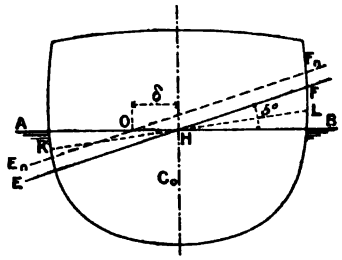
(5) $$C_0H_1 = \frac{C_0C_1}{\left(\sin\frac{n}{2}\right) \times 2} \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 4,2280$$

Remarque. — La valeur géométrique de C_0H_1 est $4^m,224$.

Inscrire aux *pp.N* et *Æ* la moitié des ordonnées, de leurs carrés et de leurs cubes.

RÈGLE PRATIQUE.

(Autant que possible sur verticaux symétriques; échelle au $\frac{1}{20}$).



1° Partir de la flottaison droite AB et mener par H une ligne EF inclinée de $n = 5°$ sur AB;

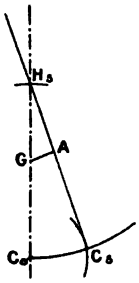
2° Mener la bissectrice KHL de l'angle FHB :

HL est I_0,

HK est E_0;

3° Calculer δ et porter cette valeur sur AB à droite de H si δ est positif, à gauche si δ est négatif : E_nF_n parallèle à EF est la première flottaison isocarène cherchée.

Le centre de carène C_5 correspondant à cette flottaison E_nF_n est à l'intersection d'un arc de cercle ayant C_0 pour centre et pour rayon C_0C_5 avec un autre arc de cercle de centre H_5 et de rayon C_0H_5.



(Voir *résultats des calculs*).

Le bras de levier est GA (*à relever sur un plan à l'échelle d'au moins* $0^m,20$ *par mètre*).

Même opération pour trouver la seconde flottaison isocarène en remplacement dans l'*exposé* ci-dessus; AB par E_nF_n, H par O, EF par E^1F^1, E_nF_n par $E^1_nF^1_n$, C_0 par C_5, C_0C_5 par C_5C_{10}, H_5 par H_{10} (sur C_5H_5), C_0H_5 par C_5H_{10}, GA par GA', et ainsi de suite.

Facteurs constants.

n représente l'angle de 2 flottaisons isocarènes successives.

Pour $n = 5°$

$$\frac{\pi \times n \times \sin\frac{n}{2}}{10800 \times \text{arc}\,\frac{n}{2}} \times \frac{L}{V} = 0{,}0014533 \times \frac{L}{V} = F^{(5)} =$$

$$\frac{1}{\left(\sin\frac{n}{2}\right) \times 2} = \qquad M = 11{,}463,$$

Pour $n = 10°$

$$\frac{\pi \times n \times \sin\frac{n}{2}}{10800 \times \text{arc}\,\frac{n}{2}} \times \frac{L}{V} = 0{,}0029042 \times \frac{L}{V} = F^{(10)} =$$

$$\frac{1}{\left(\sin\frac{n}{2}\right) \times 2} = \qquad M = 5{,}736.$$

Calculer ce facteur constant F pour un même bâtiment avec neuf chiffres décimaux. Calculer I^3_0 et E^3_0 avec un ou deux chiffres décimaux si F est plus grand que 0,0001.

INCLINAISON : ..°.

		I_0^2. Immersion deux chiffres décimaux.		I_0^2. Immersion un chiffre décimal.		I_0^3. Immersion sans chiffres décimaux.		E_0. Émersion deux chiffres décimaux.		E_0^1. Émersion un chiffre décimal.		E_0^3. Émersion sans chiffres décimaux.
PP.N...	$\frac{1}{2}$	..	$\frac{1}{2}$	..	$\frac{1}{2}$	..	$\frac{1}{2}$	..	$\frac{1}{2}$	..	$\frac{1}{2}$	..
9.....	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..
8.....	.	..		..	.	..	.	..	.	..	.	..
7.....	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..
6.....	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..
5.....	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..
4.....	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..
3.....	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..
2.....	.	..	.	..		..	.	..	.	..	.	..
1.....	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..
0.....	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..
1.....	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..
2.....	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..
3.....	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..
4.....	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..
5.....	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..
6.....	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..
7.....	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..
8.....	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..	.	.
9.....	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..	.	..
PP.R..	$\frac{1}{2}$	..	$\frac{1}{2}$	..	$\frac{1}{2}$	..	$\frac{1}{2}$	..	$\frac{1}{2}$	..	$\frac{1}{2}$	..
Totaux.	$\Sigma I_0 =$	..	$\Sigma I_0^2 =$	..	$\Sigma I_0^3 =$	..	$\Sigma E_0 =$	..	$\Sigma E_0^2 =$	..	$\Sigma E_0^3 =$	..
Report.	$\Sigma E_0 =$	..	$\Sigma E_0^2 =$	..	$\Sigma E_0^3 =$	..						

à reporter.

$$\Sigma I_0 + \Sigma E_0 = \quad .. \qquad \Sigma I_0^2 - \Sigma E_0^2 = \quad .. \qquad \Sigma I_0^3 + \Sigma E_0^3 = \quad ..$$

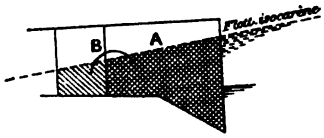
$$1{,}5 \times \delta(\Sigma I_0^2 - \Sigma E_0^2) = \quad ..$$

Différence D = ..

$$\delta = \frac{\Sigma I_0^2 - \Sigma E_0^2}{\Sigma I_0 + \Sigma E_0} \times \frac{1}{2} = \quad ..$$

NOM DU

STABILITÉ



Surface horizontale du compartiment A envahi	m
» » B »	n
» des compartiments A et B envahis	$m + n = s$
Surface de la flottaison intacte (1)	S
» après avarie	$S - s$
Surface transversale du compartiment A envahi	a
» » B »	b
Volume des compartiments A envahis $a \times$	$= p$
» B » $b \times$	$= q$
Volume total des compartiments A et B envahis	$p + q = \varpi$
Hauteur d'immersion due aux avaries	$x = \frac{\varpi}{S - s}$
Distance entre centres de gravité des surfaces (2) S et s	e
Déplacement du centre de gravité des flottaisons	$\frac{s \times e}{S - s}$
Distance entre centres de gravité de la tranche d'immersion (2) et du volume ϖ	gg'
Déplacement du centre de carène CC^1	$\frac{\varpi \times gg'}{V}$

(1) A déduire de la courbe construite avec $\Sigma I_0 + \Sigma E_0$ des plans bissecteurs de la carène intacte.
(2) A déduire de la courbe construite avec les centres de gravité des plans bissecteurs de la carène intacte.

ATIMENT.

RÈS AVARIES.

V =

0°.	5°.	10°.	15°.	20°.	25°.	30°.	35°.	40°.	45°.
..	..	..	..	..	..	..	..	..	..
..	..	..	..	..	..	..	..	..	..
..	..	..	..	..	..	..	..	..	..
..	..	..	..	..	..	..	..	..	..
..	..	..	..	..	..	..	..	..	..
..	..	..	..	..	..	..	..	..	..
..	..	..	..	..	..	..	..	..	..
..	..	..	..	..	..	..	..	..	..
..	..	..	..	..	..	..	..	..	..
..	..	..	..	..	..	..	..	..	..
..	..	..	..	..	..	..	..	..	..
..	..	..	..	..	..	..	..	..	..
..	..	..	..	..	..	..	..	..	..
..	..	..	..	..	..	..	..	..	..
..	..	..	..	..	..	..	..	..	..

RÉSULTATS.

Inclinaisons.	Distance entre deux centres de carènes successifs $C_0C_5 = F^{(5)} \times D$, $F^{(5)} = \ldots\ldots$	Valeurs des $C_0H_5 = C_0C_5 \times M$, $M = \ldots\ldots$	Valeur des bras de levier de redressement (¹).
5°	.....	.....	.....
10	.....	.....	.....
15	.....	.....	.....
20	.....	.....	.....
25	.....	.....	.....
30	.....	.....	.....
35	.....	.....	.....
40	.....	.....	.....
45	.....	.....	.....
50	.....	.....	.....
55	.....	.....	.....
60	.....	.....	.....

(¹) Valeurs à relever sur un plan à l'échelle d'au moins $0^m,20$ par mètre.

ESSAIS RÉCENTS DE CROISEURS ANGLAIS,

PAR M. PIAUD,
Ingénieur de la Marine.

L'accroissement progressif de la vitesse des navires de guerre, et par conséquent de leur puissance motrice, joint à la multiplicité toujours croissante des appareils auxiliaires, a fait du fonctionnement économique des machines une question vitale. Il ne s'agit pas seulement, en effet, de réduire au strict nécessaire la dépense de charbon qui pèse lourdement sur les frais d'armement, mais il s'agit surtout d'assurer aux navires un rayon d'action suffisant.

A ce point de vue, les bâtiments de la marine britannique étaient jusqu'à ces derniers temps moins favorisés que les nôtres : les ingénieurs de l'Amirauté se sont attachés, par des efforts constants, à résoudre cette question, et dans diverses publications récentes nous trouvons la trace de cette préoccupation et des résultats intéressants obtenus sur les croiseurs les plus nouveaux. Il y a quelques semaines, Sir John Durston et M. Oram ont présenté à l'Institution des Ingénieurs civils de Londres un Mémoire fort documenté sur les progrès réalisés depuis trois ans dans les machines des navires de guerre anglais (1); quelques jours plus tard, à la réunion des Naval Architects, Sir John Durston rendait compte des essais du croiseur *Argonaut* de 18000 chevaux (2); enfin, tout récemment, l'*Engineering* a publié les essais très remarquables de l'*Amphitrite,* croiseur de même puissance que l'*Argonaut* (3).

J'ai pensé qu'il pourrait être intéressant d'extraire de ces diverses publications quelques indications montrant dans quelle voie l'Amirauté anglaise s'est engagée avec une audace et une décision qui paraissent jusqu'ici pleinement couronnées de succès.

On peut admettre que la diminution de la dépense en combustible dépend surtout des trois éléments ci-après : 1° étude minutieuse des meilleures dispositions à adopter pour les organes des machines motrices; 2° utilisation

(1) Sir ALBERT JOHN DURSTON, K. C. B., R. N. and HENRY JOHN ORAM, R. N., *Recent trials of the machinery of Warships.*

(2) Sir JOHN DURSTON, K. C. B., R. N., Engineer in chief of H. M. Navy, *Trials and experiments made in H. M. S.* Argonaut.

(3) *Engineering*, 14 et 21 avril 1899.

raisonnée de la vapeur employée par les appareils auxiliaires; 3° rendement économique des chaudières. Nous passerons successivement en revue les progrès récemment accomplis en Angleterre dans ces trois ordres d'idées.

I. — Machines motrices.

L'Amirauté anglaise a résolument augmenté le nombre de tours des machines et la détente totale de la vapeur, en même temps qu'elle élevait le timbre des chaudières. Dans les croiseurs récents, c'est-à-dire mis en chantier depuis 1893, on trouve des vitesses de pistons qui, de $4^m,48$ sur le *Powerful* et le *Terrible,* ont graduellement passé à une moyenne de $4^m,75$ sur les grands croiseurs, pour atteindre $4^m,90$ sur les croiseurs de 7000 chevaux. L'*Amphitrite,* avec ses 18000 chevaux, a atteint $4^m,87$ aux essais, et l'*Argonaut* $5^m,26$, sans qu'il paraisse en être résulté le moindre inconvénient.

Le volume du cylindre à basse pression, unique ou fractionné en deux cylindres égaux, est actuellement, en moyenne, sept fois le volume du cylindre à haute pression, tandis que sur nos derniers croiseurs nous en sommes encore à un rapport de 5,30 environ.

Enfin les machines ont été étudiées pour réaliser leur régime le plus économique aux trois quarts environ de la puissance maxima : on s'est basé sur cette considération assez logique que la marche à outrance n'est employée que dans des cas exceptionnels, et que les navires de guerre, de même que les paquebots, naviguent le plus souvent avec une puissance réduite.

Il est superflu d'insister sur l'économie de poids qui a été la conséquence de l'augmentation du nombre de tours et du diamètre des cylindres à basse pression.

Si nous passons aux détails d'arrangement, nous trouvons que l'Amirauté anglaise a adopté d'une façon générale, dans ces dernières années, les machines à triple expansion et *quatre cylindres,* dont deux cylindres à basse pression d'égal diamètre. On obtient ainsi un couple de rotation plus uniforme, et une plus grande facilité pour équilibrer les pièces mobiles en vue de diminuer les vibrations. Par contre, le poids des machines se trouve augmenté d'environ 12 pour 100 et leur longueur de 15 pour 100. On y remédie le mieux possible en plaçant en bout les tiroirs des cylindres extrêmes, de façon à réduire la distance entre les manivelles correspondantes ainsi que la longueur des paliers intermédiaires : du même coup on diminue les forces qui tendent à produire les vibrations longitudinales.

Deux ordres de succession sont en usage pour les cylindres :

1°	BP	BP	MP	HP	→	Avant
2°	BP	MP	HP	BP	→	Avant

D'autres groupements ont été essayés sans avantage marqué. Mais ce qui présente un réel intérêt, c'est qu'on a abandonné la répartition égale du tra-

vail entre les cylindres pour faire produire environ un tiers de la puissance par chacun des cylindres à haute et à moyenne pression, n'en laissant qu'un sixième à chacun des cylindres à basse pression, dont les pièces mobiles sont réduites en proportion.

Dans les machines les plus récentes, le cylindre à moyenne pression, de même que le petit cylindre, est muni d'un tiroir cylindrique; en tout cas, tous les cylindres à haute pression fonctionnant à plus de $10^{kg},80$ ont des tiroirs cylindriques.

Les quatre manivelles sont généralement en croix et arrangées de la manière suivante : la première et la seconde sont à 180° l'une de l'autre, la troisième et la quatrième également, et ces deux paires de manivelles sont calées à 90° l'une de l'autre. On a reconnu que cette disposition diminuait notablement les vibrations, et à cet égard les deux croiseurs identiques *Powerful* et *Terrible* ont donné lieu à d'intéressantes expériences. Le *Powerful* avait l'arrangement de manivelles indiqué ci-dessus; sur le *Terrible*, au contraire, les quatre manivelles se suivaient à 90° l'une de l'autre dans l'ordre naturel. On sait que les vibrations du *Terrible* ont été intolérables, et que finalement le calage a été modifié de manière à avoir deux angles droits, un angle de 60° et un angle de 120°; les vibrations ont alors disparu.

Sur les navires de petites dimensions, on emploie des angles de manivelles variables suivant les cas, et des contrepoids.

Rendement des machines motrices. — Le rapport de Sir John Durston sur les essais de l'*Argonaut* renferme quelques indications très intéressantes sur l'efficacité des enveloppes de vapeur et de la détente. Des dispositions spéciales avaient été prises pour mesurer exactement la consommation d'eau des machines principales avec diverses combinaisons portant sur l'emploi des enveloppes, sur la pression et la détente totale. Nous nous bornerons à donner ici les résultats d'ensemble de ces essais :

1° L'emploi des enveloppes de vapeur a augmenté la consommation d'eau de :

5,3 pour 100 à 18000 chevaux
2,6 pour 100 à 13500 »
Moins de $\frac{1}{2}$ pour 100 à 3600 »

Il ne paraît donc pouvoir être profitable qu'aux petites allures.

2° L'effet des diverses régulations (sans enveloppes de vapeur) a été le suivant :

a. — Essais à 13000 chevaux.

Détente	10,4	9,7	9,1	8,3	8,3
Kilogrammes d'eau par cheval-heure	6,994	6,958	7,234	7,347	7,125

On remarquera que les deux dernières colonnes se rapportent à des essais faits avec une pression différente aux chaudières.

b. — Essais à 3600 chevaux.

Détente	15,7	13,2	9,1	8,3
Kilogrammes d'eau par cheval-heure	7,365	7,556	7,963	8,027

On voit par ces résultats que la consommation d'eau augmente de 9 pour 100 environ quand la détente passe de 15,7 à 8,3.

II. — Appareils auxiliaires.

C'est un fait bien connu que les machines auxiliaires répandues à profusion à bord des navires de guerre consomment une énorme quantité de charbon; tout le monde sait qu'elles suffisent à vider les soutes d'un cuirassé sur rade en quelques semaines. Sir John Durston a cherché à mesurer exactement cette dépense pendant les essais de l'*Argonaut*, en laissant de côté, bien entendu, la consommation de vapeur des distillateurs, sur laquelle on avait des données précises.

Les résultats ont été les suivants :

Pendant l'essai à 3600 chevaux, 22 pour 100 de la consommation des machines principales seules.

Pendant l'essai à 13500 chevaux, 10,4 pour 100.

Pendant l'essai à outrance (18000 chevaux), 11,9 pour 100.

Il faut remarquer que pour ce dernier essai, effectué au tirage forcé, on avait en fonctionnement huit ventilateurs à pleine vitesse et des machines soufflantes pour les chaudières en nombre double de celui employé pendant l'essai à 13500 chevaux.

Émue de ces résultats [1], l'Amirauté y chercha aussitôt un remède, et sur le croiseur *Amphitrite*, dont les essais ont eu lieu récemment, on improvisa des dispositions destinées à utiliser autant que possible cette vapeur perdue.

Le projet auquel on s'était arrêté tout d'abord consistait à conduire la machine de circulation par l'évacuation des pompes alimentaires, puis à envoyer ensuite la vapeur dans les distillateurs à eau douce, au lieu de les alimenter directement par les chaudières. Mais le temps a manqué pour faire les installations nécessaires; on s'est donc contenté de disposer entre les machines auxiliaires et le condenseur une soupape destinée à maintenir une pression constante dans le tuyau d'évacuation transformé ainsi en réservoir intermédiaire de vapeur, et de le relier au distillateur; on comptait pouvoir obtenir dans ce tuyau une pression régulière de $1^{kg},50$ à $1^{kg},75$.

Dans l'essai de trente heures à 3600 chevaux, exécuté au tirage naturel et

---

[1] Sur les croiseurs de 10000 chevaux *Arrogant* et *Furious*, des expériences analogues, dans lesquelles les machines auxiliaires étaient alimentées par des chaudières spéciales, avaient conduit à des chiffres encore plus élevés, variant de 35 à 50 pour 100 de la consommation totale, suivant les cas.

sans aucune soufflerie dans les chambres de combustion des chaudières, il fut impossible de dépasser une pression de $0^{kg},500$ et la quantité de vapeur provenant des quelques appareils auxiliaires en fonctionnement n'étant pas suffisante pour réparer les pertes de l'alimentation, on dut au bout de deux heures recommencer à alimenter les distillateurs avec la vapeur des chaudières.

Dans l'essai à 13500 chevaux, on réussit à maintenir la pression dans le tuyau d'évacuation à $0^{kg},85$ environ, mais l'expérience n'a pas été régulièrement suivie, et l'on ne saurait en tirer des conclusions nettes. Il semble au contraire que sur le croiseur de deuxième classe *Vindictive,* où une installation analogue a été exécutée dans de meilleures conditions, les résultats obtenus soient très encourageants.

Mais, de toute façon, l'adoption de ce système conduirait à réduire de 14^{kg} à 2^{kg} environ la pression de la vapeur à l'entrée dans les distillateurs et, par suite, sans aucun doute possible, à augmenter les dimensions et le poids de ces derniers : la solution ne paraît donc pas encore satisfaisante, et, en Angleterre comme partout, l'on semble revenir à l'idée de conduire électriquement le plus grand nombre possible d'appareils auxiliaires.

III. — Chaudières.

De même que la plupart des marines militaires, l'Amirauté anglaise a, depuis plusieurs années, cherché dans l'emploi des chaudières à tubes d'eau la possibilité d'obtenir des pressions élevées, une production plus active et une notable économie de poids et d'encombrement.

Sur les bâtiments de faible tonnage elle emploie des générateurs à petits tubes, Thornycroft, Yarrow, Normand et autres; sur les grands croiseurs et les cuirassés d'escadre, elle a adopté, après les essais longs et concluants du *Sharpshooter,* les générateurs Belleville auxquels elle impose des conditions de production assez dures, soit :

12^{kg}	de vapeur par kilogramme de charbon, pour une combustion de		90^{kg}	par m^q^ de grille
11,5	»	»	120	»
11	»	»	150	»

Ces chiffres se rapportent, bien entendu, à la vaporisation ramenée à 100° pour l'eau d'alimentation comme pour la vapeur. Depuis l'introduction des économiseurs dans les générateurs Belleville, ils ont toujours été notablement dépassés : c'est ainsi que sur l'*Argonaut* on a obtenu $13^{kg},5$ de vapeur par kilogramme de charbon pour une combustion de $104^{kg},5$ par mètre carré de grille, et sur l'*Amphitrite* $11^{kg},45$ pour une combustion de $151^{kg},5$ par mètre carré.

NOM du navire.	TYPE du navire.	TYPE des machines.	TYPE des chaudières.	CYLINDRES. Diamètres et rapports.	CYLINDRES. Course.	ESSAIS. Date.	ESSAIS. Durée
Terrible.....	Croiseur de 1re cl.	Triple expansion 4 cylindres	48 Belleville sans économiseurs	HP 114 cm MP 177,8 BP 193 (2 cylind.) 1 : 2,4 : 5,7	m 1,220	Nov. 1896	
Powerful.....	id.	id.	id.			Déc. 1896	
Gladiator.....	Croiseur de 2e cl.	Triple expansion 3 cylindres	18 Belleville sans économiseurs			Déc. 1897	
Arrogant.....	id.	id.	id.	HP 66,04 MP 106,7 BP 172,7 1 : 2,6 : 6,8	0,986	Fév. 1898	
Furious.....	id.	id.	id.			Avril 1898	
Vindictive.....	id.	id.	id.			Août 1898	
Diadem.....	Croiseur de 1re cl.	Triple expansion 4 cylindres	30 Belleville économiseurs à 7 étages de tubes			Janv. 1898	
Europa.....	id.	id.	id.			Juin 1898	
Niobe.....	id.	id.	id.			Juin 1898	
Andromeda.....	id.	id.	id.	HP 86,4 MP 141,7 BP 162,6 (2 cylind.) 1 : 2,66 : 7,08	1,22	Déc. 1898	
Argonaut.....	id.	id.	30 Belleville économiseurs à 10 étages de tubes			Déc. 1898	
Ariadne.....	id.	id.	id.			Janv. 1899	
Amphitrite.....	id.	id.	id.			Avril 1899	
Croiseurs de 3e cl..	(2)	Triple expansion 3 cylindres	Chaudières diverses à petits tubes	HP 52,05 MP 83,82 BP 137,16 1 : 2,59 : 6,93	0,686	»	

(1) Ces chiffres, de même que la consommation de charbon, se rapportent à l'ensemble des appareils.
(2) Résultats moyens d'une série de neuf croiseurs, dont sept ont terminé leurs essais.

ESSAIS.								POIDS MOYEN (1) par cheval.		CHEVAUX par mètre carré de grille.
PRESSION aux chaudières.	TIRAGE en millimètres.	NOMBRE de tours.	VITESSE du piston par seconde.	DÉTENTE totale.	PUISSANCE totale.	EAU par cheval-heure.	CHARBON par cheval-heure.	Machines.	Chaudières.	
kg			m		chx	kg	kg			
14,60	5,1	64,4			5073	»	1,040			
15,70	7,8	102,7	4,480	»	18500	»	772			
15,75	8,7	108,8			22370	»	910			
16,00	8,1	112			25648	»	995	kg 42,58	kg 45,30	128,8
15,75	7,6	67,2			5044	»	0,935			
16,20	10,4	102,8	4,576	»	18459	»	825			
16,60	8,7	109,6			22725	»	870			
16,60	8,4	114,4			25900	»	910			
15,70	naturel	80,8			2164	»	980			
19,00	id.	123,9	4,465	»	7149	»	910			
19,55	id.	137,4			10088	»	»			
15,60	id.	87,4			2166	»	1,280			
17,35	id.	127,7	4,576	»	7655	»	950			
17,50	id.	140,8			10337	»	»	37,15	44,80	130
15,70	id.	87,5			2260	»	1,105			
17,10	id.	127,9	4,576	»	7133	»	954			
17,80	6,6	140,8			10272	»	»			
14,60	naturel	84,6			2153	»	0,980			
18,40	id.	125,4	4,514	»	7164	»	830			
19,50	5,1	138,9			10263	»	»			
18,50	6,1	67,2			3318	»	1,000			
19,60	8,7	107,6	4,764	»	12813	»	730			
20,40	11,4	119,1			17262	»	795			
14,80	6,3	65,4			3302	»	1,025			
18,50	7,6	103,8	4,500	»	12739	»	880			
19,60	8,1	112,5			17010	»	»	46,66	45,75	127,6
14,00	7,1	70,1			3348	»	0,795			
18,00	5,1	107,5	4,700	»	12968	»	710			
20,25	3,8	117,5			16822	»	750			
13,80	6,3	69,2			3388	»	900			
18,60	7,6	107,1	4,700	»	12621	»	785			
20,00	7,6	117,5			16751	»	795			
18,00	naturel	75,9		8,3 à 15,7	3814	7,619	915			
18,00	id.	116	5,261	8,3 à 10,5	13815	7,148	725			
20,50	5,1	128,4		8,5	18894	7,329	735			
15,25	naturel	70,3			3754	»	930			
18,35	id.	109,2	4,756	»	14049	»	775	42,13	42,58	148
20,20	id.	118,9			19159	»	750			
15,80	id.	72,5			3751	»	697			
17,65	id.	111,1	4,872	»	13695	»	648			
19,55	id.	121,8			18229	»	711			
16,50	16,2	171,5			3628	»	1,030			
17,70	46	196,8	4,906	»	5388	»	1,075	28,76	24,68	223,85
17,70	82	218,1			7152	»	»			

dis que le nombre de chevaux est celui des machines principales seules.

Le Tableau ci-dessus fait clairement ressortir une économie croissante dans la consommation des machines. Le dernier navire de la série, l'*Amphitrite*, dont les essais viennent d'être terminés, a donné, à ce point de vue, des résultats très remarquables :

	Essai de		
	trente heures.		huit heures.
Chevaux indiqués.....	3751	13695	18229
Charbon par cheval-heure.....	$0^{kg},697$	$0^{kg},648$	$0^{kg},711$

MM. Durston et Oram, dans leur Mémoire, expliquent longuement les raisons qui ont conduit au choix des générateurs Belleville, personnifiant le type dit *à gros tubes*, de préférence aux chaudières à petits tubes : malgré leur poids plus considérable, ils ont un meilleur rendement, de sorte que dans les navires qui comportent un volume de soutes considérable, l'excès de poids de la chaudière plus lourde est bientôt compensé par l'économie dans la consommation, et, en fin de compte, le rayon d'action se trouve augmenté.

La forme rectangulaire des générateurs, dont on peut faire varier à volonté les dimensions en groupant plus ou moins d'éléments, se prête à une utilisation commode de l'espace disponible; enfin leur endurance est beaucoup plus grande. Les auteurs admettent que les tubes les plus exposés au feu dans les générateurs Belleville dureront au moins deux périodes d'armement, tandis que sur les petits croiseurs et les torpilleurs, les chaudières à petits tubes sont dans des conditions bien moins favorables : le régime forcé auquel elles sont soumises, la difficulté de les nettoyer complètement, la faible épaisseur des tubes, et bien d'autres causes, ne pourront qu'abréger leur existence.

Ils admettent également que l'adoption des économiseurs a augmenté de 12 à 15 pour 100 au moins le rendement des générateurs Belleville.

Pour compléter ces notes rapides, j'ai réuni en un Tableau les données principales des appareils moteurs des croiseurs sur lesquels ont été appliqués les derniers perfectionnements, ainsi que les résultats officiels de leurs essais.

CHAUDIÈRES MULTITUBULAIRES

DÉRIVÉES

DES TYPES PERKINS ET FIELD,

PAR M. LOUIS TURGAN,
Ingénieur civil des Constructions navales.

Les chaudières multitubulaires sont aujourd'hui l'objet de recherches constantes, aussi les types sont-ils de plus en plus différents et nombreux.

Entre tous les divers modèles construits, où les brevets nouveaux dont on peut lire chaque jour la description dans les publications spéciales, il devient très difficile de distinguer les caractères vraiment originaux et par suite les avantages qui distinguent telle ou telle chaudière.

Une circonstance particulière nous ayant amené à faire des recherches sur l'historique de toute une classe d'appareils évaporatoires, nous voudrions passer brièvement en revue quelques types de chaudières multitubulaires dans lesquelles la circulation est produite par un système de tubes logés à l'intérieur des tubes vaporiseurs.

Chaudières verticales.

Entre tous les desiderata à réaliser, les constructeurs et inventeurs ont le plus souvent cherché à obtenir une vive circulation aussi bien conduite que possible, l'eau étant constamment amenée au contact des parois exposées au feu et se vaporisant avec rapidité.

Mais une grande vaporisation entraîne par le même fait une grande combustion sur la grille du foyer; il en résulte que les appareils évaporatoires doivent pouvoir soutenir les fatigues produites par ce chauffage; il est, par suite, nécessaire que les dilatations puissent s'effectuer librement.

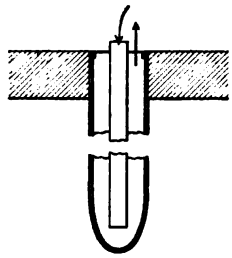
Perkins semble avoir imaginé dès 1835 la disposition la plus simple paraissant réaliser à la fois une excellente circulation et la dilatation libre du faisceau tubulaire.

Des tubes droits fermés à leur extrémité inférieure sont suspendus à un réservoir supérieur; à l'intérieur de chacun de ces tubes est logé un second

tube de plus petit diamètre ouvert aux deux bouts, et débouchant dans le réservoir au même niveau que le tube extérieur correspondant.

Nous n'avons pas à rappeler la théorie admise : l'eau descend par le tube

Fig. 1.



intérieur pour remonter, mélangée à la vapeur qui se forme, par l'espace annulaire ménagé entre les deux tubes (*fig.* 1).

Malheureusement, la disposition adoptée ne permet pas d'obtenir complètement le résultat cherché. La vapeur produite, en s'échappant en couronne, pour ainsi dire, par l'espace annulaire, forme en quelque sorte une barrière qui s'oppose à l'arrivée de l'eau dans le tube intérieur. Il se passe par suite le phénomène suivant : Avant tout dégagement de vapeur, pendant l'échauffement général de la masse d'eau contenue dans l'appareil, l'eau plus froide descend par le tube intérieur, mais aussitôt que la vapeur se dégage, l'arrivée d'eau cesse ou, tout au moins, diminue considérablement. La production de vapeur se continue jusqu'à évaporation complète de l'eau contenue à l'origine dans l'ensemble des deux tubes, puis le dégagement cessant, l'obstacle à la circulation disparaît et l'eau se précipite dans les tubes. Il y a donc là un fonctionnement intermittent très nuisible au rendement de l'appareil.

D'autre part, le fond du tube étant exposé en plein feu, il y a production de vapeur sur ce fond même du tube et très souvent des bulles de vapeur montent par le tube central venant encore par ce fait s'opposer à une bonne circulation.

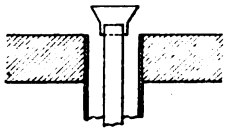
Les inconvénients de la chaudière Perkins furent bientôt connus et nous voudrions précisément rappeler quelques-uns des dispositifs qui ont été imaginés dans le but d'y remédier.

Nous devons tout d'abord citer le perfectionnement apporté en 1861 par Field qui a donné son nom à la chaudière Perkins. Pour faciliter l'accès de l'eau au tube intérieur, Field surmonta ce tube d'un entonnoir évasé ayant pour but d'infléchir la trajectoire de sortie des bulles de vapeur qui devaient ainsi moins s'opposer à la descente de l'eau.

Cet entonnoir (*fig.* 2) ne réalise qu'imparfaitement le but poursuivi. D'ailleurs il ne supprime pas l'ascension des bulles de vapeur dans le tube central dont nous avons parlé.

Quelques années après la prise du brevet Field, M. Girard, en France, pensa à supprimer l'entonnoir et prolongea simplement le tube intérieur

Fig. 2.



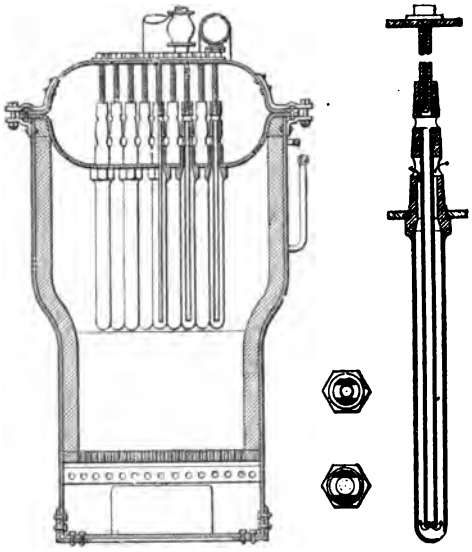
assez loin au-dessus du plan de tenue des tubes vaporiseurs. M. Dulac a réalisé à peu près la même disposition dans sa chaudière semitubulaire.

Le résultat fut sensiblement le même que celui obtenu par Field.

Un grand nombre de constructeurs ont poursuivi le même problème. Quelques croquis nous permettront de reproduire certaines dispositions de chicanes employées.

M. Stevens, de Boston, en 1880, eut l'idée de construire une chaudière de locomotive avec des doubles tubes. La *fig.* 3 représente une coupe par le

Fig. 3.



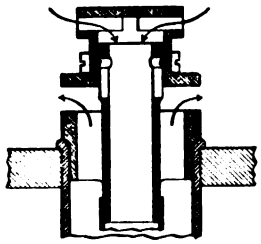
Chaudière Stevens.

travers du foyer. Chaque tube est surmonté d'une pièce en bronze percée de canaux qui servent à l'alimentation du tube intérieur et permettent l'évacuation de la vapeur produite. Ces canaux débouchent latéralement et à des hauteurs différentes de façon à contrarier le moins possible l'arrivée de l'eau. Cette pièce en bronze est filetée et reçoit une tige également filetée de telle

sorte qu'elle permet d'entretoiser très solidement les faces planes du collecteur.

M. J. Tom, de Glascow, prend en 1896 un brevet pour un dispositif fort ana-

Fig. 4.

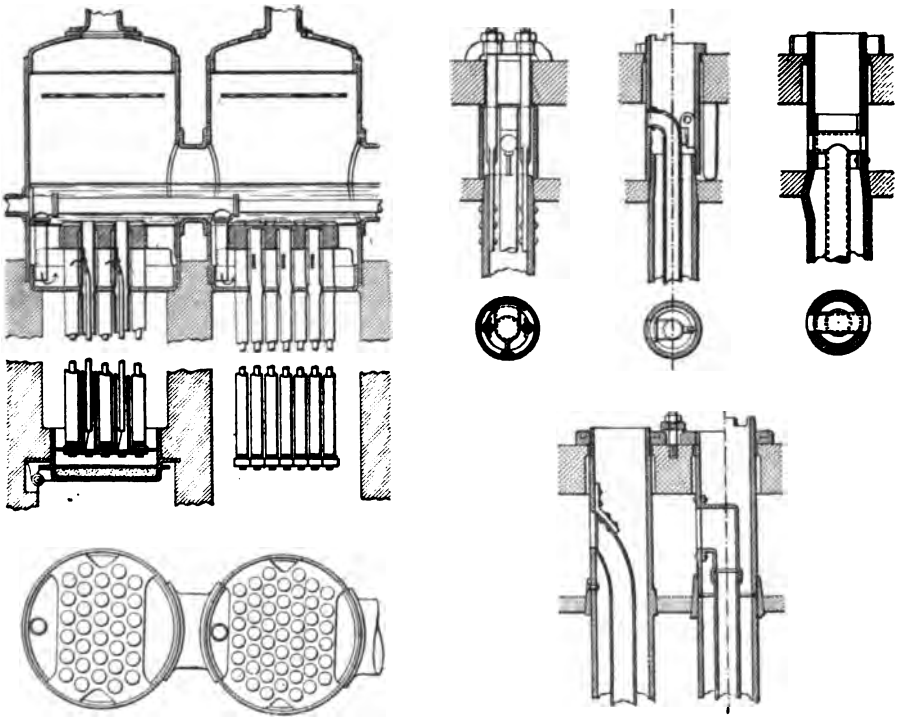


Chaudière Tom.

logue à celui que nous venons de décrire et sur lequel la *fig.* 4 nous permet de ne pas revenir.

M. Collmann, de Vienne, en 1891, a imaginé une disposition originale

Fig. 5.



Chaudière Collmann.

(*fig.* 5) dans laquelle la circulation semble beaucoup mieux conduite et qui permet en même temps le démontage des tubes.

A l'intérieur du collecteur supérieur d'une chaudière Field ordinaire, l'in-

venteur dispose une plaque en fonte fort épaisse dans laquelle vient se fixer le tube vaporiseur par un des moyens figurés ci-contre. Cette plaque sert en même temps d'appui pour faire joint, au moyen d'un joint conique, sur la plaque à tube du collecteur qui se trouve ainsi entretoisée. Bien que cette plaque soit percée de larges ouvertures, on peut la considérer comme divisant le collecteur en deux réservoirs. Le tube extérieur est prolongé jusqu'à cet écran intérieur, tandis que le tube central, surmonté d'un tube recourbé formant un T ou autrement, débouche sur les côtés du tube extérieur dans le réservoir inférieur dans lequel l'eau est amenée par un tuyautage d'alimentation. A première vue, cette chaudière semble être à circulation forcée, mais il n'en est rien.

Le tuyautage amène l'eau d'alimentation sur la partie du collecteur qui est directement exposée au feu. Il s'ensuit que si une partie de l'eau introduite descend bien par le tube intérieur, une partie entre en ébullition; la vapeur ainsi produite ne tarde pas à s'opposer, de même que dans la chaudière Perkins, à la descente naturelle de l'eau.

D'autre part, comme dans toutes les chaudières dérivées du type Field, la vapeur produite doit traverser la masse de l'eau contenue dans le collecteur, aussi est-elle très humide et les entraînements d'eau sont à craindre.

Ces quelques exemples permettent de se rendre compte dans quel ordre d'idées on a cherché à réaliser une bonne circulation au moyen de tubes verticaux à dilatation libre dans chacun desquels l'eau est amenée directement au moyen d'un tube intérieur.

Nous voudrions maintenant étudier un certain nombre de générateurs dans lesquels le faisceau tubulaire est complètement ou presque complètement horizontal.

Chaudières horizontales

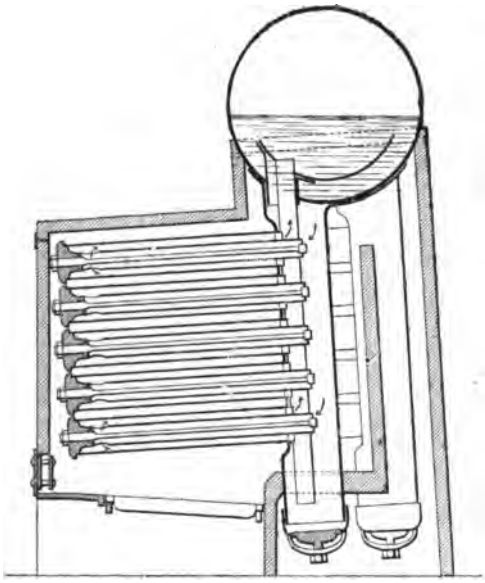
Parmi les premières qui se présentent, nous rencontrons le générateur breveté en 1878 par MM. Collet, Ribourt et Giraldon. Ce n'est autre que le type Collet dont dérivent les générateurs Niclausse. Des doubles tubes peu inclinés débouchent dans un collecteur à faces planes, séparé en deux parties par une cloison parallèle aux faces (*fig.* 6). Les gros tubes s'arrêtent sur le collecteur lui-même, tandis que les petits tubes sont prolongés jusqu'à la cloison. Un réservoir cylindrique surmonte le collecteur : l'eau descend naturellement, guidée par la cloison, dans les petits tubes et la vapeur s'échappe dans ce même réservoir.

Les tubes vaporiseurs sont emmanchés cônes dans la plaque à tubes du collecteur; le serrage est obtenu par un tirant fixé dans l'axe prenant point d'appui sur la cloison intermédiaire d'une part et sur le bouchon qui ferme le tube vaporiseur à l'autre extrémité. On remarquera sur la figure que la porte du foyer est du côté des bouchons, les tubes s'élevant vers le fond du foyer.

Plus tard, au contraire, la façade du collecteur devient la façade de chauffe.

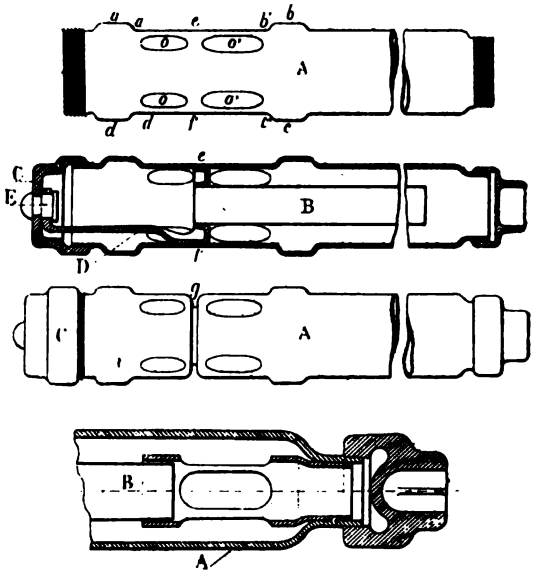
C'est ainsi que sont disposées les chaudières Niclausse, sur le modèle bien connu desquelles nous n'insisterons pas, notre collègue M. Duchesne en ayant donné ici même une description des plus complètes.

Fig. 6.



Chaudière Collet, 1878.

Fig. 7.



Chaudière Niclausse, 1898.

Cependant nous croyons bon de dire quelques mots des nouveaux brevets Niclausse de 1898.

Les croquis que nous reproduisons (*fig.* 7) permettent d'apprécier toutes les différences qui distinguent les deux modèles de générateurs.

Les collecteurs ne sont plus en métal fondu, on les façonne dans des tubes en acier sans soudure; les raccords sont percés emboutis en cône, tous en même temps sur une des faces, puis sur l'autre. L'extrémité supérieure du collecteur est façonnée de manière à permettre de disposer une bride à joint métallique conique. L'extrémité inférieure est fermée au moyen d'un fond soudé après mise en place de la cloison intérieure.

Vers l'avant, les lanternes et lanterneaux sont supprimés : le tube extérieur est d'une seule pièce jusqu'à la face avant du collecteur; deux renflements coniques assurent la portée sur les faces du collecteur et forment un joint métallique étanche simplement par adhérence. Le tube intérieur est porté à l'avant par une languette tenue au chapeau qui ferme le vaporiseur par un simple boulon autour duquel elle peut pivoter; cette languette est renflée tout autour du tube de manière à former un écran venant obturer l'espace annulaire compris entre les deux tubes dans le plan de la cloison intérieure. De larges trous sont percés dans le tube vaporiseur de manière à permettre l'arrivée de l'eau dans le tube intérieur et l'évacuation de la va-

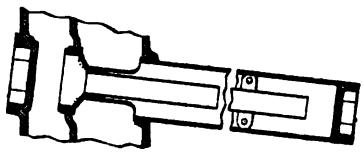
peur. Il ne nous appartient pas de nous arrêter plus longtemps sur le mode très original de construction de ce nouveau générateur plus simple que le type actuellement en service et bien souvent décrit.

Si nous revenons en arrière nous remarquons que, en 1881, M. Hervier, de Paris, a fait breveter une disposition à doubles tubes appliquée à la chaudière Trépardoux. Mais les tubes disposés en couronne autour d'un réservoir central sont rigoureusement horizontaux : la circulation devait être très peu certaine.

M. Montupet construit, de son côté, des chaudières à doubles tubes dont les collecteurs à faces planes sont tantôt en tôle tantôt en acier coulé.

Le tube extérieur (*fig.* 8) s'arrête sur la cloison intermédiaire, il est refoulé à son extrémité avant de façon que les joints, sur cette cloison et sur

Fig. 8.



Chaudière Montupet.

la face arrière du collecteur soient coniques, ce qui donne un joint analogue à celui des tubes Field et permet toutes facilités pour le montage et le démontage. Des ouvertures ménagées dans le tube vers l'extrémité du tube vaporiseur permettent l'évacuation de la vapeur.

L'extremité du tube intérieur se termine par un entonnoir et vient simplement se fixer dans le plan de la cloison médiane, à l'intérieur de la couronne du tube vaporiseur qui fait joint sur cette même cloison.

Un bouchon placé en face de chaque tube sur la face avant du collecteur permet le nettoyage et le démontage des tubes.

M. Jolicar, poursuivant des études sur le même type de chaudière, a pensé à régulariser la circulation qui, bien qu'il en semble, ne se produit pas régulièrement dans ces générateurs à tubes peu inclinés.

La vapeur ne se dégage plus au travers de l'eau du collecteur supérieur.

Des tubes partent du joint du collecteur sur le réservoir et permettent à la vapeur de se dégager hors de l'eau; d'autre part, les orifices des tubes intérieurs varient avec la hauteur de rangée de tubes considérée dans le faisceau tubulaire. Les tubes de circulation des vaporiseurs de coup de feu sont largement ouverts, puis la section de débit diminue jusqu'à la dernière rangée de tubes.

Ces deux perfectionnements ont donné les plus heureux résultats dont témoignent les applications de ce type de générateur.

Enfin, M. Duchesne, voulant simplifier les modes de montage et de démontage des chaudières genre Collet ou Niclausse, reprit la première dispo-

sition des chaudières Collet, la chauffe se pratiquant par la façade des bouchons. Les tubes sont tenus par simple vissage dans la plaque du collecteur et quelques précautions permettent de monter et de démonter les tubes. D'ailleurs, les bouchons étant facilement accessibles, le démontage n'est pas nécessaire pour le nettoyage.

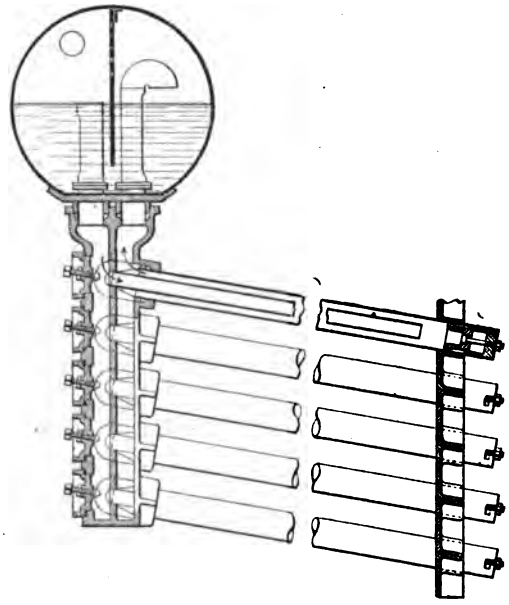
Enfin nous voudrions citer le générateur de M. Mazières qui se distingue de ceux dont nous venons de parler par la disposition spéciale de l'alimentation.

L'arrivée de l'eau ne se fait plus à l'extrémité supérieure de la lame d'eau avant de la chaudière. Deux gros tubes amènent l'eau dans le bas de la lame d'eau qui alimente ainsi directement les tubes les plus chauffés; d'autre part, des tubes relient le compartiment arrière, dans lequel débouchent les vaporiseurs, directement avec le collecteur supérieur. Ce dispositif a le grand avantage de réaliser la circulation forcée et en même temps l'alimentation rationnelle des tubes les plus chauffés.

En Angleterre et en Allemagne, on rencontre aussi quelques types de générateurs analogues à ceux que nous venons de citer.

En 1883 M. Howard Lane, de Londres, préconisait la disposition représentée par la *fig.* 9. On remarque que les tubes sont tenus au moyen d'un étrier

Fig. 9.



Chaudière Howard Lane.

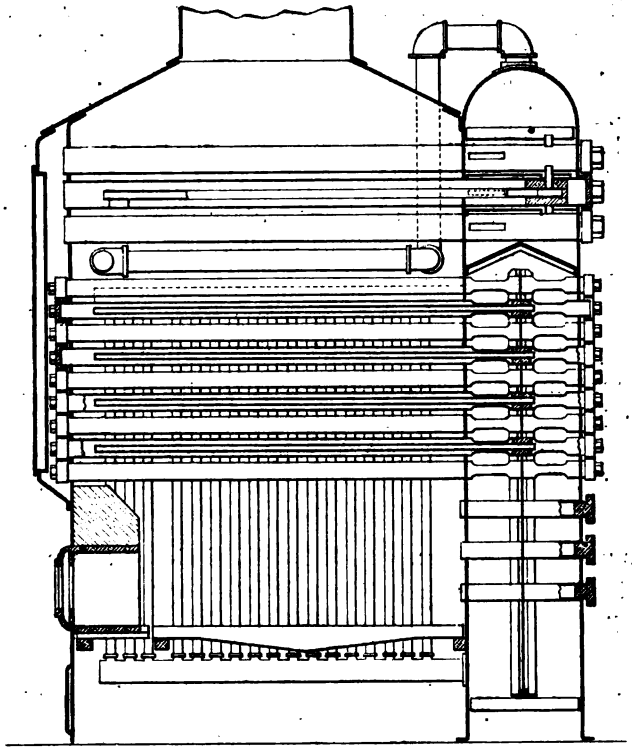
serré par une vis qui traverse le bouchon. Mais il y a surtout lieu d'insister sur la parfaite circulation de l'eau dans ce générateur.

L'eau descendante est guidée par un tube largement ouvert qui débouche dans la lame d'eau avant et la vapeur qui se forme se dégage au-dessus du

niveau de l'eau dans le collecteur; un écran transversal complète ce système de guides.

Dans la chaudière Francis Morrin, de Jersey, qui date de 1888 (*fig.* 10),

Fig. 10.



Chaudière Francis Morrin.

les tubes sont complètement horizontaux, la circulation ne peut donc pas y être convenable.

Avant de terminer, il nous faut encore citer la chaudière Adamson, très analogue à la chaudière Niclausse et la chaudière Dürr, sur laquelle nous n'insisterons pas, car elle a été souvent décrite.

Nouvelle disposition de chaudière à doubles tubes.

Entre les générateurs dont les tubes sont disposés verticalement et ceux dont les tubes sont presque horizontaux il y avait une troisième solution qui devait venir tout naturellement à l'esprit, en étudiant les générateurs du Temple, Normand, Yarrow et toute la classe de chaudières qui en dérivent. Les constructeurs devaient être amenés à disposer des chaudières à tubes de circulation intérieure d'après le mode adopté par MM. du Temple, Normand, Thornycroft.

sition des chaudières Collet, la chauffe se pratiquant par la façade des bouchons. Les tubes sont tenus par simple vissage dans la plaque du collecteur et quelques précautions permettent de monter et de démonter les tubes. D'ailleurs, les bouchons étant facilement accessibles, le démontage n'est pas nécessaire pour le nettoyage.

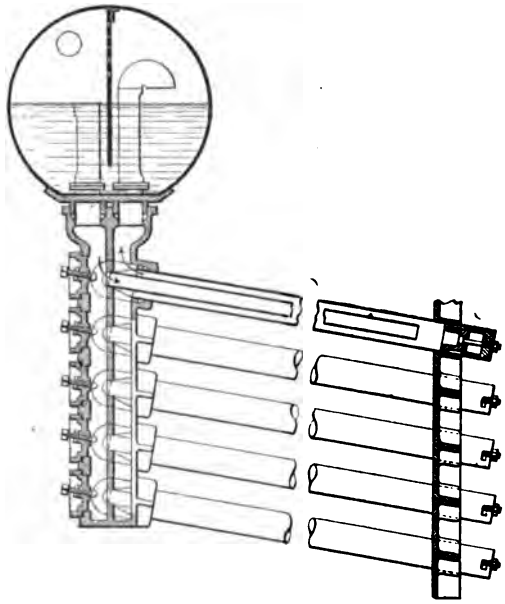
Enfin nous voudrions citer le générateur de M. Mazières qui se distingue de ceux dont nous venons de parler par la disposition spéciale de l'alimentation.

L'arrivée de l'eau ne se fait plus à l'extrémité supérieure de la lame d'eau avant de la chaudière. Deux gros tubes amènent l'eau dans le bas de la lame d'eau qui alimente ainsi directement les tubes les plus chauffés; d'autre part, des tubes relient le compartiment arrière, dans lequel débouchent les vaporiseurs, directement avec le collecteur supérieur. Ce dispositif a le grand avantage de réaliser la circulation forcée et en même temps l'alimentation rationnelle des tubes les plus chauffés.

En Angleterre et en Allemagne, on rencontre aussi quelques types de générateurs analogues à ceux que nous venons de citer.

En 1883 M. Howard Lane, de Londres, préconisait la disposition représentée par la *fig.* 9. On remarque que les tubes sont tenus au moyen d'un étrier

Fig. 9.



Chaudière Howard Lane.

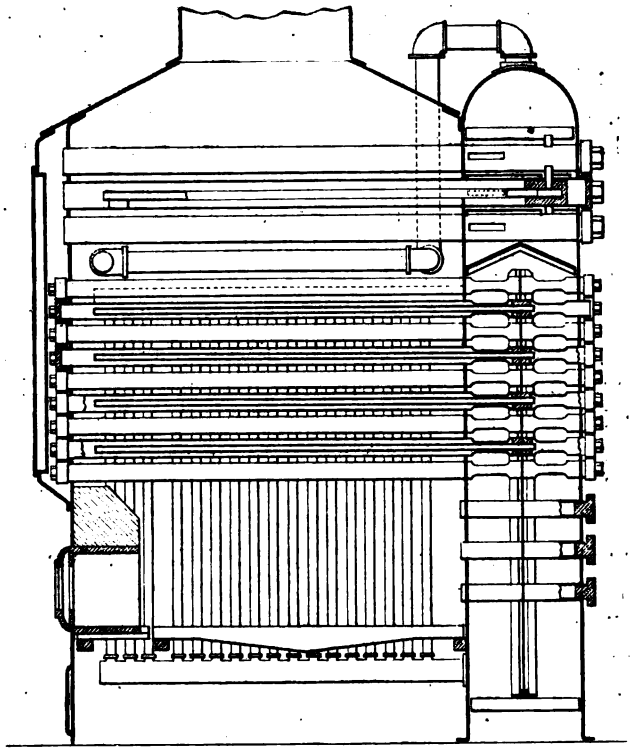
serré par une vis qui traverse le bouchon. Mais il y a surtout lieu d'insister sur la parfaite circulation de l'eau dans ce générateur.

L'eau descendante est guidée par un tube largement ouvert qui débouche dans la lame d'eau avant et la vapeur qui se forme se dégage au-dessus du

niveau de l'eau dans le collecteur; un écran transversal complète ce système de guides.

Dans la chaudière Francis Morrin, de Jersey, qui date de 1888 (*fig.* 10),

Fig. 10.



Chaudière Francis Morrin.

les tubes sont complètement horizontaux, la circulation ne peut donc pas y être convenable.

Avant de terminer, il nous faut encore citer la chaudière Adamson, très analogue à la chaudière Niclausse et la chaudière Dürr, sur laquelle nous n'insisterons pas, car elle a été souvent décrite.

Nouvelle disposition de chaudière à doubles tubes.

Entre les générateurs dont les tubes sont disposés verticalement et ceux dont les tubes sont presque horizontaux il y avait une troisième solution qui devait venir tout naturellement à l'esprit, en étudiant les générateurs du Temple, Normand, Yarrow et toute la classe de chaudières qui en dérivent. Les constructeurs devaient être amenés à disposer des chaudières à tubes de circulation intérieure d'après le mode adopté par MM. du Temple, Normand, Thornycroft.

sition des chaudières Collet, la chauffe se pratiquant par la façade des bouchons. Les tubes sont tenus par simple vissage dans la plaque du collecteur et quelques précautions permettent de monter et de démonter les tubes. D'ailleurs, les bouchons étant facilement accessibles, le démontage n'est pas nécessaire pour le nettoyage.

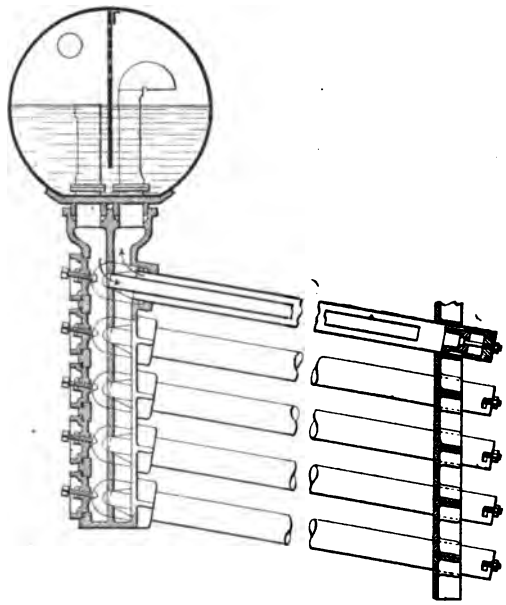
Enfin nous voudrions citer le générateur de M. Mazières qui se distingue de ceux dont nous venons de parler par la disposition spéciale de l'alimentation.

L'arrivée de l'eau ne se fait plus à l'extrémité supérieure de la lame d'eau avant de la chaudière. Deux gros tubes amènent l'eau dans le bas de la lame d'eau qui alimente ainsi directement les tubes les plus chauffés; d'autre part, des tubes relient le compartiment arrière, dans lequel débouchent les vaporiseurs, directement avec le collecteur supérieur. Ce dispositif a le grand avantage de réaliser la circulation forcée et en même temps l'alimentation rationnelle des tubes les plus chauffés.

En Angleterre et en Allemagne, on rencontre aussi quelques types de générateurs analogues à ceux que nous venons de citer.

En 1883 M. Howard Lane, de Londres, préconisait la disposition représentée par la *fig.* 9. On remarque que les tubes sont tenus au moyen d'un étrier

Fig. 9.



Chaudière Howard Lane.

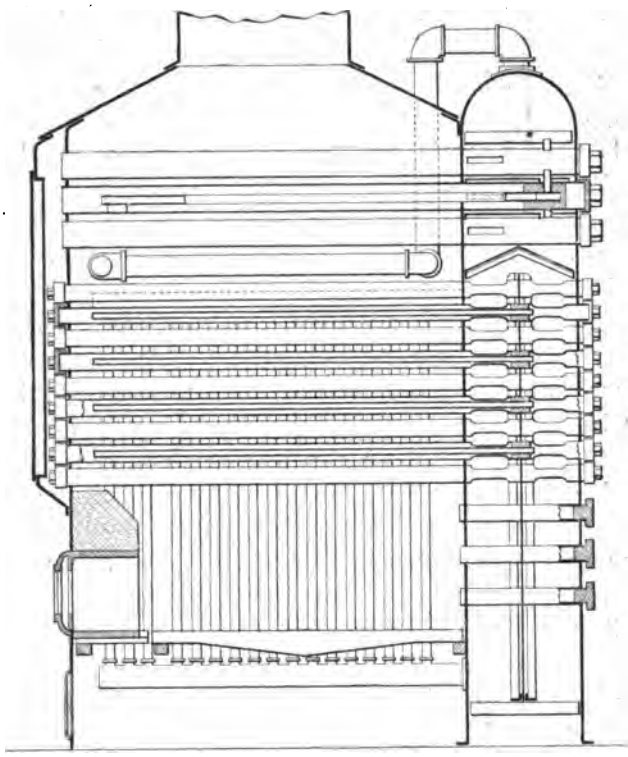
serré par une vis qui traverse le bouchon. Mais il y a surtout lieu d'insister sur la parfaite circulation de l'eau dans ce générateur.

L'eau descendante est guidée par un tube largement ouvert qui débouche dans la lame d'eau avant et la vapeur qui se forme se dégage au-dessus du

niveau de l'eau dans le collecteur; un écran transversal complète ce système de guides.

Dans la chaudière Francis Morrin, de Jersey, qui date de 1888 (*fig.* 10),

Fig. 10.



Chaudière Francis Morrin.

les tubes sont complètement horizontaux, la circulation ne peut donc pas y être convenable.

Avant de terminer, il nous faut encore citer la chaudière Adamson, très analogue à la chaudière Niclausse et la chaudière Dürr, sur laquelle nous n'insisterons pas, car elle a été souvent décrite.

Nouvelle disposition de chaudière à doubles tubes.

Entre les générateurs dont les tubes sont disposés verticalement et ceux dont les tubes sont presque horizontaux il y avait une troisième solution qui devait venir tout naturellement à l'esprit, en étudiant les générateurs du Temple, Normand, Yarrow et toute la classe de chaudières qui en dérivent. Les constructeurs devaient être amenés à disposer des chaudières à tubes de circulation intérieure d'après le mode adopté par MM. du Temple, Normand, Thornycroft.

sition des chaudières Collet, la chauffe se pratiquant par la façade des bouchons. Les tubes sont tenus par simple vissage dans la plaque du collecteur et quelques précautions permettent de monter et de démonter les tubes. D'ailleurs, les bouchons étant facilement accessibles, le démontage n'est pas nécessaire pour le nettoyage.

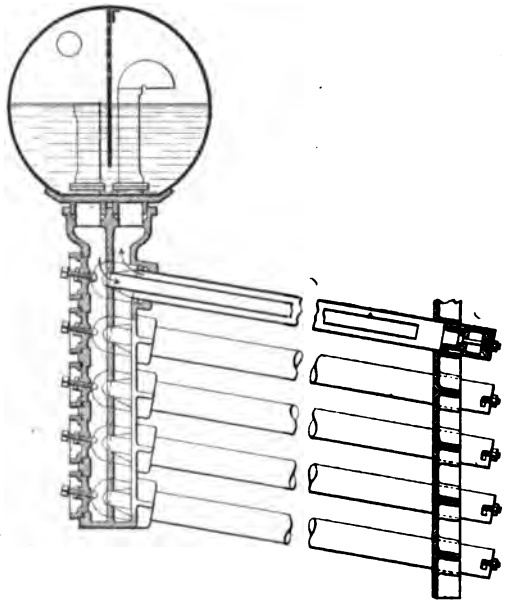
Enfin nous voudrions citer le générateur de M. Mazières qui se distingue de ceux dont nous venons de parler par la disposition spéciale de l'alimentation.

L'arrivée de l'eau ne se fait plus à l'extrémité supérieure de la lame d'eau avant de la chaudière. Deux gros tubes amènent l'eau dans le bas de la lame d'eau qui alimente ainsi directement les tubes les plus chauffés; d'autre part, des tubes relient le compartiment arrière, dans lequel débouchent les vaporiseurs, directement avec le collecteur supérieur. Ce dispositif a le grand avantage de réaliser la circulation forcée et en même temps l'alimentation rationnelle des tubes les plus chauffés.

En Angleterre et en Allemagne, on rencontre aussi quelques types de générateurs analogues à ceux que nous venons de citer.

En 1883 M. Howard Lane, de Londres, préconisait la disposition représentée par la *fig.* 9. On remarque que les tubes sont tenus au moyen d'un étrier

Fig. 9.



Chaudière Howard Lane.

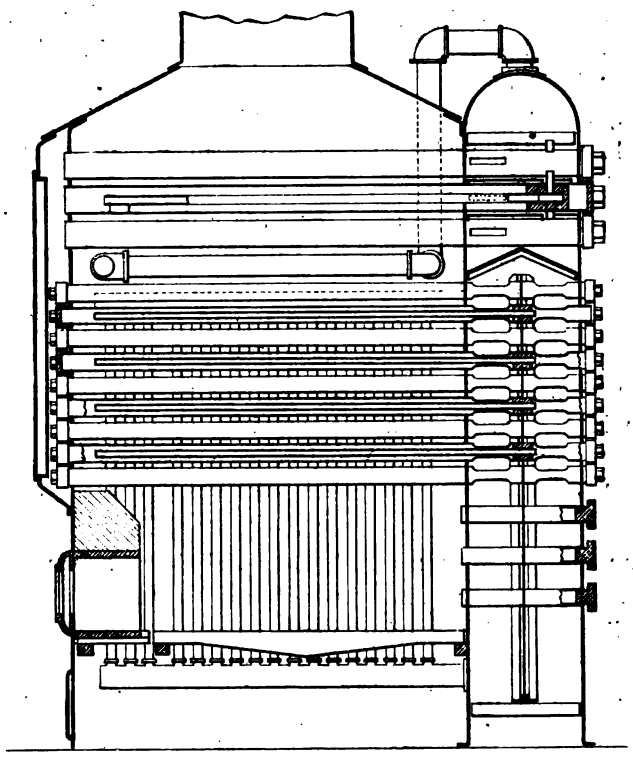
serré par une vis qui traverse le bouchon. Mais il y a surtout lieu d'insister sur la parfaite circulation de l'eau dans ce générateur.

L'eau descendante est guidée par un tube largement ouvert qui débouche dans la lame d'eau avant et la vapeur qui se forme se dégage au-dessus du

niveau de l'eau dans le collecteur; un écran transversal complète ce système de guides.

Dans la chaudière Francis Morrin, de Jersey, qui date de 1888 (*fig.* 10),

Fig. 10.



Chaudière Francis Morrin.

les tubes sont complètement horizontaux, la circulation ne peut donc pas y être convenable.

Avant de terminer, il nous faut encore citer la chaudière Adamson, très analogue à la chaudière Niclausse et la chaudière Dürr, sur laquelle nous n'insisterons pas, car elle a été souvent décrite.

Nouvelle disposition de chaudière à doubles tubes.

Entre les générateurs dont les tubes sont disposés verticalement et ceux dont les tubes sont presque horizontaux il y avait une troisième solution qui devait venir tout naturellement à l'esprit, en étudiant les générateurs du Temple, Normand, Yarrow et toute la classe de chaudières qui en dérivent. Les constructeurs devaient être amenés à disposer des chaudières à tubes de circulation intérieure d'après le mode adopté par MM. du Temple, Normand, Thornycroft.

Le générateur affecte alors la forme d'un prisme triangulaire dont l'arête supérieure est représentée par un collecteur horizontal, longitudinal, la base par la grille du foyer et les faces par les deux faisceaux de tubes.

Cette disposition présente sur les chaudières Field l'avantage de ne pas avoir l'extrémité des tubes en plein feu, et sur les chaudières à tubes presque horizontaux celui d'avoir une circulation beaucoup plus vive par suite de l'inclinaison très grande des tubes.

MM. Philippe et Tomm ont construit des types de générateurs sur ce principe, mais la circulation de l'eau était très imparfaite pour les raisons que nous avons déjà signalées.

Ce court exposé historique semble montrer que la bonne circulation de l'eau, la libre dilatation des tubes ont fait l'objet de nombreuses recherches, mais il est d'autres points sur lesquels il convient d'insister.

Nous croyons devoir attacher, entre autres, une très grande importance à la stabilité du plan d'eau intérieur. Par suite de leur très petit volume d'eau les générateurs multitubulaires sont d'une conduite difficile; il est donc nécessaire de bien suivre les variations vraies du niveau d'eau. Or ces variations vraies sont très difficiles à apprécier par suite du dégagement de la vapeur dans le collecteur ou de l'ébullition de l'eau contenue dans ce collecteur.

D'ailleurs nous croyons pouvoir résumer de la façon suivante les différents points les plus importants dans l'étude d'un générateur :

Donner à l'eau la meilleure circulation.

Réaliser une stabilité absolue du plan d'eau.

Obtenir de la vapeur absolument sèche malgré une énorme production.

Laisser la dilatation des pièces se produire librement pour éviter les fuites.

Rendre les nettoyages et démontages faciles et rapides.

Utiliser le mieux possible les gaz de combustion.

Réaliser ces desiderata en construisant des appareils d'un poids et d'un encombrement aussi réduits que possible.

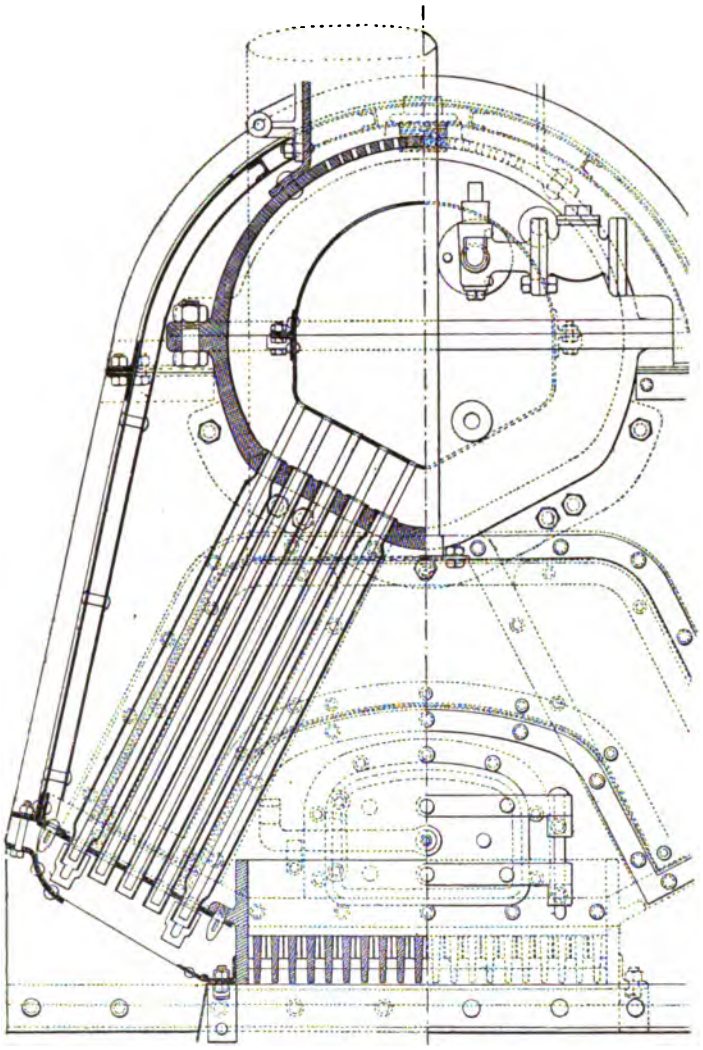
Reprenons le troisième mode de construction possible d'une chaudière à doubles tubes; supposons une chaudière Yarrow dont les deux collecteurs inférieurs seraient supprimés et dont les tubes seraient simplement fermés à leur extrémité inférieure par des bouchons protégés contre l'action du feu par un écran (*fig.* 11). Disposons des tubes intérieurs aux premiers et également un collecteur intérieur au collecteur supérieur dans lequel viendront déboucher tous les petits tubes.

Il est très facile avec un semblable appareil de donner une bonne solution aux différentes questions que nous venons de poser.

La circulation est aussi parfaite que possible, car l'alimentation se faisant exclusivement dans le collecteur intérieur, l'eau descend forcément, naturellement par les tubes intérieurs et proportionnellement à la quantité de vapeur produite. Le plan d'eau d'alimentation est absolument stable, puisqu'il

ne peut y avoir ébullition dans ce collecteur intérieur qui reçoit l'eau froide et qui n'est pas au contact direct du feu. En outre, la vapeur formée se dégageant en dehors de ce collecteur, l'eau qui y est renfermée est ainsi à l'abri de toute perturbation.

Fig. 11.



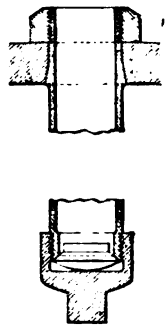
Chaudière Turgan (type de canot).

La vapeur une fois formée ne traversant plus la masse d'eau contenue dans le générateur, on comprend que la vapeur produite soit très sèche et que les entraînements d'eau ne soient pas à craindre.

Comme les tubes sont tenus seulement par leur extrémité supérieure, il s'ensuit que leurs dilatations sont absolument libres et qu'ils n'éprouvent pas de fatigue même aux plus hautes intensités de chauffe.

Les nettoyages sont très faciles, puisque les tubes sont droits (*fig.* 12), fermés par des bouchons, et qu'il suffit de dévisser ces bouchons pour nettoyer sans démonter. L'étanchéité du joint est assurée par un petit clapet appuyé sur un siège conique; il a été également prévu d'autres dispositifs réa-

Fig. 12.



Détail d'un tube.

lisant, de même que dans le cas que nous venons de citer, des joints qui ne tournent pas. Nous devons ajouter que l'eau d'alimentation débouche dans un décanteur qui permet des extractions sous pression. D'ailleurs, la circulation est tellement vive que la salissure des tubes est très peu appréciable, comme nous avons pu le constater, même après plusieurs mois de fonctionnement.

Les procédés de démontage sont de deux ordres suivant que l'on peut facilement accéder à l'intérieur du collecteur ou au contraire que le démontage doit être effectué de l'extérieur.

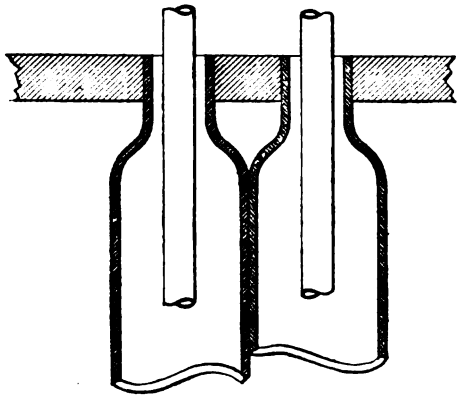
Dans le premier cas on emploie un mode très connu analogue au joint du Temple : le tube porte un renflement conique serré au moyen d'un écrou dans un trou fraisé cône. Le serrage peut au contraire être fait de l'extérieur de manière que les démontages soient possibles sans pénétrer à l'intérieur du collecteur. On pourrait évidemment venir simplement visser les tubes directement dans la plaque à tubes et même disposer un portage cône, mais nous ne croyons pas que l'on puisse atteindre un bon résultat de cette manière car le joint tourne.

Nous n'avons pas encore parlé de la circulation des gaz chauds : pour la provoquer, il suffit de disposer avec les tubes des écrans convenables.

MM. Normand et Thornycroft forment des écrans de tubes en ramenant les tubes de la seconde rangée entre ceux de la première. Dans le cas qui nous occupe, les tubes étant rectilignes, cet artifice ne pouvait être employé, mais un autre moyen très simple s'offrait. Les croquis (*fig.* 13 et 14) montrent comment les écrans sont constitués grâce à de gros tubes se touchant suivant une génératrice et retreints à leurs deux extrémités pour ménager de la matière entre deux trous du collecteur. Les écrans peuvent être très divers et nous ne reviendrons pas sur des dispositions souvent décrites :

nous insisterons seulement sur ce fait que des écrans sont toujours prévus pour protéger le plus possible les parois de la chaudière contre l'action des gaz chauds.

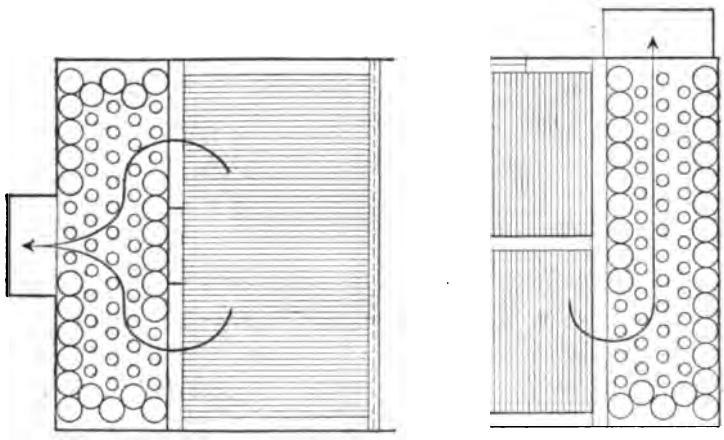
Fig. 13.



Tubes écrans.

On comprendra facilement que le type de générateur que nous venons de décrire soit d'une construction très économique et très légère, car les tubes sont droits, il y a absence complète d'entretoises, de pièces en fonte ou en

Fig. 14.



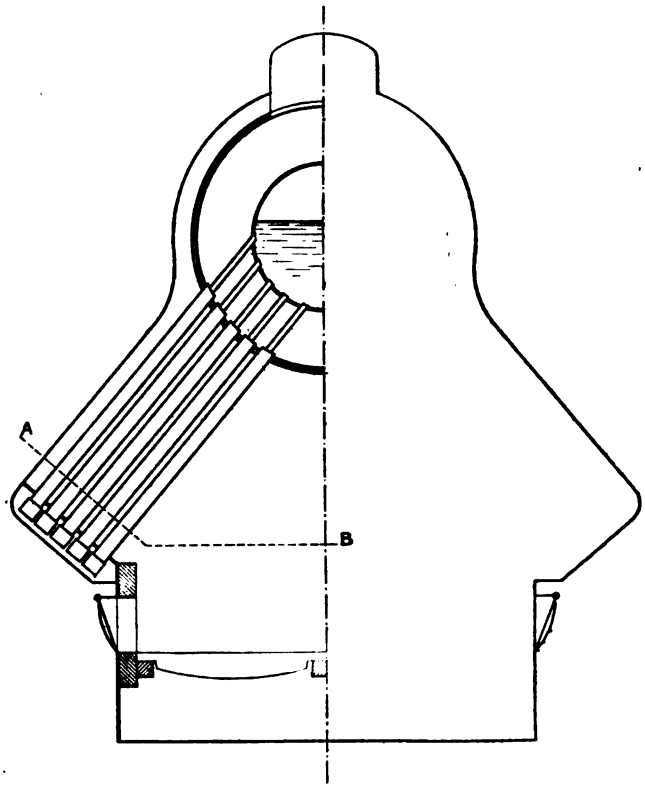
Dispositions de chicanes.

acier coulé, et le volume d'eau peut être très réduit sans aucun danger par suite de la stabilité du niveau d'eau.

Enfin ce générateur se prête à toutes dispositions d'encombrement, car il peut avoir indifféremment la hauteur, la largeur ou la longueur comme dimensions maxima.

Les portes du foyer sont disposées en bout, soit sur l'une des façades seulement, soit sur les deux en cas de chaudières à doubles façades. Lorsque l'on atteint de grandes dimensions, il peut au contraire être préférable pour la facilité de la chauffe d'avoir les portes de foyer au-dessous des tubes, dont les bouchons sont ainsi franchement accessibles (*fig.* 15).

Fig. 15.



Chaudière à chauffe latérale.

En outre, les dimensions de la chambre de combustion se prêtent très bien au chauffage au bois ou aux hydrocarbures lourds; d'autre part, dans le cas du chauffage au bois on peut obtenir la surface de grille qui semble nécessaire en disposant deux collecteurs supérieurs parallèles, ce qui permet d'avoir une plus grande largeur de grille.

Il ne nous appartient pas d'insister plus longuement sur le générateur dont la description termine ce que nous pourrions appeler le catalogue des chaudières multitubulaires dérivées des types Perkins et Field, mais nous voudrions donner quelques chiffres d'essai d'une petite chaudière, ne pouvant malheureusement pas donner encore d'indications précises sur les grandes unités.

Un générateur de $12^{m},50$ de surface de chauffe et 60^{dq} de grille pèse 900^{kg}

et mesure $0^{m},85$ de long sur $1^{m},20$ de large et $1^{m},20$ de hauteur, dôme compris. Le rendement, même à tirage forcé, dépasse $7^{kg},50$ de vapeur par kilogramme de coke et la production de vapeur, qui avec bon feu est de 750^{kg} de vapeur à l'heure, peut atteindre avec un très fort tirage et sans décrassage jusqu'à 1000^{kg} de vapeur dans une heure.

ÉTUDE

SUR

LA CIRCULATION DE L'EAU

DANS LES CHAUDIÈRES MULTITUBULAIRES,

PAR M. BRILLIÉ,
Ingénieur des Constructions navales.

PREMIER MÉMOIRE.

PERFECTIONNEMENTS SUCCESSIFS APPORTÉS AUX CHAUDIÈRES MULTITUBULAIRES A PETITS TUBES.

Chaudières du Temple.

Les premières chaudières multitubulaires du Temple avaient des tubes de grande longueur formant de nombreux replis.

Si nous prenons par exemple les chaudières primitives avec tubes à 4 plis, telles que celle du torpilleur 147, la longueur développée d'un tube est de $4^{m},50$ pour une distance verticale de 1^{m} à peine entre les extrémités.

Les tubes sont relativement peu nombreux, 4 rangées de 64 tubes environ pour chaque demi-faisceau (510 tubes pour le faisceau tubulaire complet). Par suite de leur grand développement, les tubes sont nécessairement peu inclinés sur l'horizontale; la branche inférieure part horizontalement du collecteur inférieur et forme ciel de foyer au-dessus des grilles, ne laissant pour la combustion qu'une chambre de faible hauteur.

Les chaudières avaient deux retours d'eau courbés en quart de cercle sur la façade avant, un retour d'eau en forme de T renversé sur la façade Æ. Ces tubes avaient un diamètre de 10^{cm} environ seulement, mais par suite du petit nombre des tubes vaporisateurs, le rapport de la section des tubes de retour d'eau à la section des tubes du faisceau était assez élevé, environ $\frac{1}{3}$.

Une particularité de ces chaudières, reproduite d'ailleurs dans plusieurs types ultérieurs, est la diminution de diamètre de la partie basse des tubes. Le diamètre, de 19^{mm} dans la partie haute, est réduit à 14^{mm} pour la branche

inférieure. Cette disposition assure une entrée plus facile des gaz dans le faisceau tubulaire.

L'augmentation de diamètre de la partie supérieure, où la proportion de vapeur est plus forte, paraît d'ailleurs devoir être favorable à la circulation et au rendement de la chaudière.

L'étude théorique de la circulation dans ces chaudières conduit aux conclusions suivantes :

La vitesse d'entrée de l'eau dans les tubes atteint très rapidement une valeur de $0^m,40$ (pour une vaporisation de 8^{kg} par heure et mètre carré de surface de chauffe), s'élève jusqu'à un maximum de $0^m,45$ pour une vaporisation de 20^{kg} et décroît ensuite légèrement quand la vaporisation continue à augmenter; elle est encore de $0^m,43$ pour une vaporisation de 50^{kg}.

La vitesse du mélange d'eau et de vapeur à la sortie des tubes est à peu près proportionnelle à la vaporisation; elle atteint $3^m,20$ pour une vaporisation de 50^{kg}.

La valeur du paramètre α (1) est également à peu près proportionnelle à la vaporisation; elle est de 6,4 environ pour la vaporisation de 50^{kg}.

Ce qui caractérise tout particulièrement cette chaudière au point de vue du fonctionnement théorique, c'est la diminution de vitesse d'entrée d'eau dans les tubes quand la vaporisation augmente (diminution que nous ne retrouverons pas dans les types de chaudières qui ont suivi) et la forte valeur du paramètre α, c'est-à-dire de la proportion de vapeur dans les tubes aux vaporisations actives.

Nous avons indiqué qu'à de fortes valeurs du paramètre α doivent vraisemblablement correspondre de faibles valeurs du coefficient de transmission des calories à l'eau de la chaudière; en fait, les essais de vaporisation accusent pour les chaudières de ce type un coefficient de rendement diminuant quand l'activité de vaporisation augmente. Les résultats d'expérience donnent une variation de 13 pour 100 dans la valeur de ce coefficient entre les combustions de 235^{kg} et 280^{kg} pour les chaudières à tubes de 13^{mm} de diamètre intérieur et une variation de 7 pour 100 entre les combustions de 94^{kg} et 254^{kg} pour les chaudières à tubes de 19^{mm} et 24^{mm} de diamètre intérieur, les plus faibles valeurs du coefficient correspondant aux plus fortes combustions.

Des considérations d'un autre ordre permettent d'ailleurs de se rendre compte des résultats peu favorables donnés sur les torpilleurs par ces chaudières.

En nous reportant aux considérations développées d'autre part au sujet de l'influence de la formation dynamique des bulles, nous voyons, surtout en

(1) Nous rappelons ici que ce paramètre α représente l'augmentation de volume résultant de la vaporisation, à la sortie des tubes vaporisateurs, par unité de volume d'eau ayant pénétré dans ces tubes.

tenant compte de la forte valeur du coefficient de perte de charge du tube ($p = 4$), que la direction horizontale prise par le tube dès sa sortie du collecteur inférieur ne peut que provoquer des à-coups dans la circulation et peut-être même des refoulements de l'eau vers le collecteur inférieur aux vaporisations actives. La chaudière n'assure donc pas dans des conditions satisfaisantes le renouvellement de l'eau le long des surfaces de chauffe les plus exposées au feu. D'autre part, les coudes un peu brusques des tubes favorisent la formation de dépôts finissant par les obstruer complètement.

En fait, ces chaudières ont donné lieu à de fréquentes ruptures de tubes, et elles sont actuellement abandonnées.

Elles ont été remplacées d'abord par les chaudières dites à tubes *à deux plis :* les tubes sont pliés deux fois seulement au lieu de quatre et font, par suite, trois fois, au lieu de cinq, la demi-largeur de la chaudière. La longueur du tube se trouve par suite bien réduite; en prenant, par exemple, la chaudière du torpilleur 154, comparable comme puissance et comme dimensions à celle du torpilleur 147, la longueur n'est plus que $2^m,60$ au lieu de $4^m,50$. La diminution de longueur des tubes entraîne nécessairement, pour réaliser la même surface de chauffe, un faisceau tubulaire plus compact; chaque demi-faisceau comprend 8 rangées de tubes au lieu de 4. Il en résulte une section totale des tubes du faisceau presque double (les tubes ont le même diamètre et sont au nombre de 872 au lieu de 516) et, par suite, malgré une augmentation de diamètre des tubes de retour d'eau, une plus faible valeur pour le rapport de la section des retours d'eau à la section du faisceau tubulaire.

L'étude théorique de la circulation pour ce type de chaudière conduit aux résultats suivants :

La vitesse d'entrée de l'eau dans les tubes croît constamment avec la vaporisation; pour les faibles vaporisations, elle est un peu inférieure à celles correspondant à la chaudière précédente ($0^m,34$ pour une vaporisation de 10^{kg} par heure et mètre carré de surface de chauffe; $0^m,40$ pour une vaporisation de 20^{kg}; $0^m,44$ pour une vaporisation de 50^{kg}).

Les vitesses de sortie du mélange d'eau et de vapeur à la partie supérieure des tubes sont bien inférieures à celles de la chaudière avec tubes à 4 plis Elles croissent encore à peu près proportionnellement aux vaporisations, mais ne sont que de $2^m,10$ environ pour une vaporisation de 50^{kg}.

Les valeurs de α sont également beaucoup plus faibles; elles sont à peu près proportionnelles aux vaporisations, et pour une vaporisation de 50^{kg}, atteignant 3,6 (au lieu de 6,4).

La chaudière se trouve donc dans des conditions bien plus favorables que la précédente pour la transmission des calories; la branche inférieure des tubes est plus inclinée sur l'horizontale, les pertes de charge dans les tubes du faisceau bien diminuées : l'influence de la formation dynamique des bulles de vapeur sur la circulation normale de la chaudière sera donc moins sensible.

En fait, les chaudières ont fait preuve en service d'un meilleur fonctionnement; le coefficient de rendement est bien constant entre les vaporisations de 50^{kg} et 260^{kg}, et semblerait même plutôt un peu supérieur au coefficient ordinaire 1,13 des chaudières à petits tubes. Mais quelques ruptures de tubes se sont encore produites, soit par suite d'obstructions dans les tubes, dont quelques-uns présentent des coudes un peu brusques, soit par suite de la disposition vicieuse des tubes à leur partie inférieure.

Les rayons de courbure des tubes ont été augmentés sur les chaudières des torpilleurs 192-194 (Creusot) qui dérivent évidemment des précédentes et surtout sur les chaudières des torpilleurs 199-200 et 155-160 de l'usine Cail. Dans ces dernières chaudières toutefois, le faisceau tubulaire semble avoir été trop élargi; les portions inclinées des tubes, très favorables, comme nous l'avons vu, à la transmission des calories, ont été très réduites. Les gaz peuvent arriver directement à la cheminée, sans être suffisamment brassés le long des surfaces de chauffe tubulaires, en grande partie verticales du faisceau. Ces chaudières ne se sont pas bien comportées, surtout aux vaporisations actives; des panaches de flammes se sont produits aux allures à outrance et ce type n'a pas été reproduit.

Nous ne mentionnons que pour mémoire des chaudières à tubes croisés permettant un égal développement en longueur des tubes avec des coudes moins nombreux et moins brusques. Le croisement des tubes introduit une complication dans la construction et dans les réparations de la chaudière, et ces chaudières peuvent être considérées comme d'un type anormal qui n'a pas été reproduit.

Les chaudières du Temple-Normand des torpilleurs *Flibustier* et *Ariel* ont donné d'excellents résultats. La forme générale des tubes est simplifiée : les tubes les plus voisins du foyer s'élèvent au-dessus des grilles suivant une inclinaison d'environ 20°, et arrivés dans le plan diamétral de la chaudière, regagnent presque directement le collecteur supérieur; les tubes les plus éloignés ont de légers replis, forment partiellement écrans pour éviter le rayonnement latéral, et aboutissent au collecteur supérieur suivant une branche inclinée faisant à peu près la demi-largeur de la chaudière. Le faisceau est compact au-dessus du foyer, à l'entrée des gaz, et au-dessous de la culotte, à la sortie. Entre ces deux régions, trois espaces vides, dont un particulièrement grand, forment des chambres où les gaz peuvent se brasser et compléter leur combustion.

Ces différentes dispositions paraissent de nature à donner à la chaudière le maximum de rendement avec le parcours direct, suivant la verticale, adopté pour les gaz. Les inclinaisons des tubes, qui ne présentent que de très courtes parties verticales, sont favorables à la transmission des calories. Au départ du collecteur inférieur, les tubes s'élèvent verticalement suivant une longueur de 0^{m},15 environ, avant de prendre leur inclinaison. Ils se trouvent ainsi plus éloignés des grilles et moins sujets à des renversements de courant.

Les tubes sont retreints à 23^{mm} de diamètre intérieur à leur partie inférieure; leur diamètre dans la partie large est porté à 30^{mm}. Malgré cette augmentation de diamètre, la moindre longueur des tubes ($1^{m},70$ seulement) conduit, avec un nombre de tubes à peu près équivalent (840 tubes), à une surface de chauffe moins développée que sur les chaudières précédentes (145^{mq}). Le nombre des rangées de tubes pour le demi-faisceau est porté de 8 à 12.

L'étude théorique de la circulation conduit pour ces chaudières aux résultats suivants :

La vitesse d'entrée d'eau dans les tubes croît avec la vaporisation : $0^{m},27$ pour une vaporisation de 10^{kg} par heure et mètre carré de surface de chauffe, $0^{m},33$ pour 20^{kg}, $0^{m},41$ pour 50^{kg}.

Les vitesses à la sortie des tubes, ainsi que les valeurs de α, sont à peu près proportionnelles aux vaporisations; pour une vaporisation de 50^{kg}, les vitesses à la sortie sont de $0^{m},85$, et les valeurs de α de $1,15$.

Les chaudières, ainsi d'ailleurs que toutes celles d'un type plus récent, ont donné d'excellents résultats, aussi bien au point de vue de la conservation des tubes que du bon fonctionnement général en service.

La chaudière de rechange pour le torpilleur 130, système du Temple, est évidemment inspirée de la précédente. A noter, comme disposition particulière de cette chaudière, l'écran formé sur toute la hauteur par les deux dernières rangées de tubes extérieures, et la plus grande hauteur donnée à la partie verticale des tubes à leur départ du collecteur inférieur.

Les perfectionnements apportés aux chaudières qui ont suivi ont porté principalement sur les dispositions adoptées pour le parcours des gaz. Au lieu de s'élever directement des grilles à la cheminée, les gaz sont dirigés longitudinalement par des cloisons de tubes et suivent à l'intérieur du faisceau tubulaire un trajet plus ou moins long avant d'atteindre la culotte de la cheminée.

Dans la chaudière Normand du torpilleur 148, les gaz pénètrent dans le faisceau tubulaire par le bas des rangées intérieures, parcourent la chaudière de l'avant à l'arrière, dépassent un mur en maçonnerie formant le fond du foyer et arrivent à la cheminée en traversant une dernière portion du faisceau tubulaire, placée dans une sorte de boîte à fumée.

La chaudière Normand, type *Forban*, est à retour de flammes par l'avant; les gaz ne peuvent pénétrer dans le faisceau pour sortir du foyer que par la partie antérieure. Une arrivée supplémentaire d'air dans le foyer est donnée par des trous percés dans le mur en maçonnerie du fond.

La chaudière Normand, type *Aquilon*, est limitée au mur en maçonnerie de l'arrière; la chaudière est à retour de flammes par l'arrière, les gaz ne pouvant pénétrer dans le faisceau que par la partie postérieure.

Pour toutes ces chaudières, le faisceau proprement dit est très simplifié. Les tubes sont à peu près droits sur toute leur étendue; de légères cour-

bures aux extrémités permettent aux aboutissements de se présenter normalement aux collecteurs et laissent au tube toute liberté pour se dilater.

Dans les chaudières du Temple-Guyot, le retour de flammes se fait par l'arrière; les tubes ont une courbure uniforme sur presque toute leur longueur.

Dans les chaudières type *Jeanne-d'Arc*, la forme générale des tubes rappelle plutôt celle des chaudières de l'*Aquilon*. Le retour de flammes se fait par l'arrière. Dans cette région, quelques tubes des rangées intérieures sont enlevés de façon à faciliter l'entrée des gaz dans le faisceau. Des écrans en tôle assurent le contact des produits de la combustion avec les surfaces de chauffe dans toute toute leur étendue

Pour toutes ces chaudières, l'étude théorique de la circulation, dans l'hypothèse où toutes les rangées sont uniformément chauffées, et où le retour d'eau se fait uniquement par les tubes extérieurs de gros diamètre, ne peut donner que des indications comparatives, une partie du faisceau tubulaire étant parcourue par un courant descendant et les diverses régions du faisceau étant très inégalement chauffées. Les résultats des calculs sont d'ailleurs à très peu près identiques à ceux correspondant aux chaudières du Temple-Normand du *Flibustier*. Nous signalerons seulement qu'en raison de la plus grande section relative des retours d'eau, les chaudières du *Forban* ont une circulation plus rapide et de plus faibles valeurs du paramètre α. C'est le contraire pour les chaudières de l'*Aquilon*, dont les retours d'eau ont une section relativement faible.

En résumé, toutes les modifications apportées aux chaudières multitubulaires à petits tubes, depuis les premières chaudières du Temple, ont porté sur deux points principaux :

Simplification des formes des tubes.

Perfectionnements relatifs à la meilleure utilisation des gaz.

Les simplifications apportées dans les formes des tubes ont eu pour résultat de diminuer la longueur de chacun d'eux, ce qui a nécessairement conduit à en augmenter le nombre et a donné, par suite, des faisceaux plus compacts. En outre, les tubes, à peu près droits, vont directement des collecteurs inférieurs au collecteur supérieur et sont, par suite, peu inclinés sur la verticale.

La diminution de longueur des tubes a pour avantage de rendre la circulation plus rapide; l'augmentation d'inclinaison sur l'horizontale donne une chambre de combustion plus vaste et diminue la fatigue des tubes au coup de feu.

N'est-on pas allé trop loin dans cette double voie? Ne peut-on pas reprocher aux chaudières actuelles d'avoir des faisceaux trop compacts, des tubes trop verticaux? Le ramonage se fera-t-il facilement et économiquement sur des chaudières ayant par demi-faisceaux 18 rangées de tubes serrées les unes contre les autres?

On est arrivé à grand'peine sur les chaudières type *Jeanne-d'Arc* à réaliser des vaporisations correspondant à un coefficient de rendement de 1,13. Ce coefficient même n'a pas été atteint absolument, ce qui semblerait indiquer soit que les écrans ne donnent pas encore une répartition absolument uniforme des gaz dans toute l'étendue du faisceau, soit que les tubes, trop verticaux, n'ont pas une puissance de vaporisation comparable à celle des chaudières antérieures.

On ne saurait trop reconnaître toute la supériorité des chaudières type *Jeanne-d'Arc* au point de vue du parfait fonctionnement, de la facilité de conduite, de la bonne combustion, de l'absence d'entraînements d'eau, etc., mais il n'est pas inutile d'observer que si ces chaudières vaporisent beaucoup, cela tient uniquement au développement de la surface de chauffe.

Il est naturel de supposer qu'avec des chaudières de dispositions analogues pour le parcours des gaz, et présentant en outre certains perfectionnements au point de vue de l'inclinaison des surfaces de chauffe et de la circulation intérieure, le rendement se trouvera augmenté.

C'est ce que nous avons cherché à réaliser dans la chaudière dont la description suit, et qui a été établie de façon à donner avec une circulation aussi rapide que possible, et une inclinaison convenable des surfaces de chauffe, une chambre de combustion suffisamment développée et un parcours de gaz étudié de façon à assurer une combustion bien complète.

ÉTUDE

SUR

LA CIRCULATION DE L'EAU

DANS LES CHAUDIÈRES MULTITUBULAIRES,

PAR M. BRILLIÉ,
Ingénieur des Constructions navales.

DEUXIÈME MÉMOIRE.

DESCRIPTION D'UN NOUVEAU TYPE DE CHAUDIÈRE MULTITUBULAIRE.

Nous rappellerons tout d'abord les conclusions de la théorie, vérifiées par l'expérience, au sujet des dispositions à adopter pour obtenir une circulation aussi rapide que possible.

1° Le retour de l'eau aux collecteurs inférieurs doit être largement assuré et se faire par des tubes de section totale à peu près égale à celle des tubes à courant ascendant.

Cette condition est loin d'être réalisée dans les chaudières actuelles qui donnent, en chiffres ronds, pour le rapport entre la section totale des retours d'eau et la section des tubes à courant ascendant, les chiffres suivants :

Désignation de la chaudière.	Rapport.
Chaudière du Temple à 4 plis (torpilleur 147)	$\frac{1}{3}$
Chaudière du Temple à 2 plis (torpilleur 154)	$\frac{1}{3,2}$
Chaudière Normand du *Forban*	$\frac{1}{3,44}$
Chaudière Normand de l'*Aquilon*	$\frac{1}{7,35}$
Chaudière Normand-du Temple (*Flibustier*)	$\frac{1}{7,5}$
Chaudière de la *Jeanne-d'Arc*	$\frac{1}{7,2}$
Chaudière Thornycroft	$\frac{1}{7,7}$

Le rapport, surtout pour les nouvelles chaudières à tubes très nombreux,

est donc très inférieur à l'unité. En réalité, pour les chaudières telles que celles de la *Jeanne-d'Arc*, les tubes de retour d'eau extérieurs sont insuffisants, et une partie du faisceau tubulaire est parcourue par un courant descendant.

Il en résulte l'existence, dans la chaudière, d'une région à circulation mal définie, tantôt ascendante, tantôt descendante, condition évidemment peu avantageuse pour la régularité du fonctionnement, le rendement des surfaces de chauffe et la non-formation de dépôts sur les surfaces intérieures des tubes.

2° Il est essentiel que la formation de vapeur commence dès l'entrée de l'eau dans les tubes à courant ascendant; il n'y a pas d'inconvénients d'ailleurs, et il peut même y avoir avantage à ce que la vapeur commence à se former dans les tubes de retour d'eau.

3° Le faisceau tubulaire ne doit pas être trop vertical, la puissance de vaporisation des surfaces de chauffe inclinées de 15° ou 20° sur l'horizontale étant nettement supérieure à celle des surfaces de chauffe verticales.

Pour répondre aux deux premières conditions indiquées ci-dessus, on peut :

(*a*) Soit adopter un plus grand nombre de gros retours d'eau et les faire lécher par les gaz chauds : c'est la disposition des chaudières Thornycroft, type Daring;

(*b*) Soit supprimer complètement les retours d'eau et forcer l'eau par suite à revenir aux collecteurs inférieurs par les tubes les moins chauffés du faisceau : c'est la disposition des chaudières Yarrow;

(*c*) Soit enfin diviser le faisceau tubulaire en deux parties bien distinctes, établies de façon à servir à coup sûr, l'une de faisceau à courant ascendant (faisceau vaporisateur), l'autre de faisceau retour d'eau. C'est la disposition que nous avons adoptée.

(*a*) La disposition des chaudières du type Daring ne peut produire qu'un faible réchauffage de l'eau dans les tubes de retour; il y a intérêt, pensons-nous, à ce que le réchauffage soit poussé plus loin.

(*b*) Nous avons étudié très en détail la circulation dans les chaudières Yarrow. Nous avons été conduits aux conclusions suivantes :

La circulation est rapide, plus rapide même que dans la plupart des autres chaudières quand l'eau d'alimentation est froide et quand les rangées de tubes extérieures sont notablement moins chauffées que les autres. La circulation diminue si l'eau d'alimentation est réchauffée; elle devient faible si, en outre, les différentes rangées de tubes sont à peu près également chauffées. La proportion de vapeur dans le faisceau est alors plus forte que pour les autres chaudières, ce qui pourrait expliquer les cintrages de tubes observés sur ces chaudières. D'autre part, certains tubes de la chaudière sont soumis à un régime de circulation mal défini, ce qui paraît désavantageux.

(*c*) *Disposition de principe de la chaudière proposée. Division du faisceau tubulaire en deux faisceaux distincts.* — Pour obtenir le faisceau retour d'eau que nous préconisons, les mesures à prendre sont les suivantes :

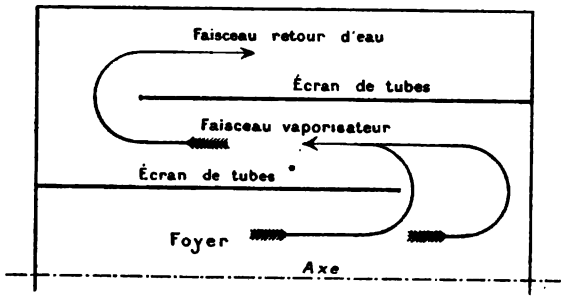
1° Mettre ce faisceau bien à l'abri du rayonnement du foyer par des écrans de tubes convenablement disposés.

2° Faire en sorte que ce faisceau ne soit en contact qu'avec des gaz déjà refroidis.

3° Donner aux tubes de ce faisceau un diamètre supérieur à celui des tubes vaporisateurs, ce qui assure leur fonctionnement comme retours d'eau.

4° Enfin faire aboutir ces tubes à la partie la plus basse du collecteur supérieur, le faisceau vaporisateur débouchant un peu plus haut.

Les trois premières conditions pourraient facilement être réalisées avec des



chaudières type *Jeanne d'Arc*. Notre disposition de chaudières à trois collecteurs consisterait à disposer nos deux faisceaux suivant les indications du croquis ci-contre, sur lequel les écrans de tubes sont représentés par un trait plein.

La dernière condition conduit à l'adoption de quatre collecteurs par chaudière. Comme l'adoption de ces quatre collecteurs nous paraît entraîner d'autres avantages importants que nous indiquons ci-après, c'est à cette dernière disposition que nous nous sommes arrêtés.

Chaudière multitubulaire à quatre collecteurs.

Le plan ci-joint (*Pl. IX*) représente la disposition proposée pour la chaudière à quatre collecteurs. Les dispositions de détail ont été étudiées avec grand soin en vue de donner aux gaz le parcours le plus avantageux, de réduire au minimum les dépôts de suie sur les tubes, enfin, de permettre un ramonage et un brossage aussi faciles que possible de toutes les surfaces de chauffe.

Ce plan a été établi à la Société des générateurs Belleville, d'entente avec nous, par M. Godard, Directeur des ateliers.

En ce qui concerne le parcours des gaz dans son ensemble, la disposition n'est pas sans analogie avec celle des chaudières Belleville actuelles à économiseur.

Il est à remarquer, en effet, que les gaz traversent d'abord un premier faisceau tubulaire où se fait la production de vapeur, faisceau analogue aux éléments générateurs de la chaudière Belleville. Au sortir de ce faisceau, les gaz pénètrent dans une chambre de combustion complémentaire, analogue à celle qui sépare les éléments générateurs Belleville de l'économiseur. Enfin les gaz pénètrent dans le second faisceau de tubes et les calories qu'ils communiquent alors à l'eau de la chaudière ont pour but d'amener cette eau à une température aussi voisine que possible de la température de vaporisation, exactement comme pour l'économiseur de la chaudière Belleville. La principale différence est que dans la chaudière à petits tubes, le réchauffage peut être poussé plus loin, puisque la théorie et l'expérience montrent que l'on peut sans inconvénient faire commencer la vaporisation dans le faisceau réchauffeur.

Malgré la différence des dispositifs employés, il y a en somme une analogie frappante dans le fonctionnement d'ensemble des deux chaudières, en ce qui concerne la combustion et le mode de transmission des calories à l'eau. L'emploi de l'économiseur sur les chaudières Belleville a fait passer la valeur de ce que nous avons appelé le *coefficient de rendement* de 1,26 (combustion de 50^{kg} par heure et mètre carré de grilles) et 1,04 (combustion de 150^{kg} par heure et mètre carré de grilles) à la valeur constante 1,30, c'est-à-dire qu'à égalité de surfaces de chauffe et de grilles, et pour une même quantité de charbon brûlé, la vaporisation dans le cas de la chaudière avec économiseur a été augmentée dans la proportion de $\frac{1,3}{1,26}$ ou 3 pour 100 à l'allure de 50^{kg} par heure et mètre carré de grilles et de $\frac{1,3}{1,04}$ ou 25 pour 100 à l'allure de 150^{kg}. On ne peut évidemment pas compter sur une telle augmentation de rendement entre la chaudière que nous proposons et la chaudière type *Jeanne-d'Arc* dont le coefficient de rendement est déjà de 1,11 environ à toutes les combustions, mais il est à supposer que l'addition d'une chambre de combustion complémentaire et d'un faisceau retour d'eau réchauffeur augmentera le rendement dans une certaine proportion.

Une nouvelle disposition de principe de la chaudière a consisté à éviter autant que possible les faisceaux compacts de tubes.

Ces faisceaux présentent les inconvénients suivants :

L'égale répartition des gaz sur toute l'étendue des surfaces de chauffe est difficile à obtenir; il n'a été possible de la réaliser, pour les chaudières de la *Jeanne-d'Arc*, qu'avec l'emploi d'écrans en tôle convenablement disposés, qui ont donné d'excellents résultats. Mais ces écrans provoquent les dépôts de suie sur les tubes voisins et nécessitent par suite des ramonages plus fréquents. Ils rendent, en outre, le ramonage à la vapeur moins efficace, surtout pour les tubes placés près des écrans. A ce double point de vue, il serait évidemment désirable d'avoir une disposition de faisceau tubulaire donnant, sans l'aide d'écrans en tôle, une répartition des gaz aussi satisfaisante que celle de la *Jeanne-d'Arc*.

Comme autres inconvénients, les faisceaux de tubes compacts rendent difficile le nettoyage à la brosse des surfaces extérieures des tubes; ils compliquent, en outre, la recherche des tubes crevés et le remplacement de ces tubes.

La division du faisceau tubulaire en deux faisceaux séparés par une chambre de combustion complémentaire entraîne déjà pour chacun des deux faisceaux un groupement moins compact de tubes.

Le faisceau retour d'eau se compose seulement de cinq rangées de tubes, dont quatre sont utilisées pour former deux écrans continus, soit une rangée unique comprise entre deux écrans de tubes. Le brossage et le ramonage de ce faisceau se feront avec la plus grande facilité par la façade de la chaudière.

Quant au faisceau générateur, il est formé en tout de sept rangées de tubes seulement; pour en rendre le nettoyage et le ramonage plus faciles, un espace vide de 40^{mm} environ a été ménagé entre la quatrième et la cinquième rangée de tubes sur toute la hauteur. En disposant un ramoneur à vapeur, analogue à ceux de la *Jeanne-d'Arc,* à chacun des deux coudes du faisceau, et en ménageant, en outre, sur la façade, des ouvertures pour des ramoneurs à lance ordinaires, nous pensons que l'on pourra facilement, en pleine marche, opérer le ramonage complet de ce faisceau. Quant au brossage des tubes, il se fera facilement par la façade pour les trois dernières rangées et par le foyer pour les quatre premières (partie basse).

Il est à noter, d'autre part, que les gaz parcourent la chambre de combustion complémentaire de l'arrière à l'avant et de haut en bas. Dans ces conditions, les suies doivent tout naturellement se rassembler sur le collecteur inférieur, entre les deux faisceaux, vers la façade avant. Une petite porte, sur la façade, permettra de les retirer facilement, sans même interrompre le fonctionnement de la chaudière.

Détails divers.

Nous venons d'indiquer les dispositions de principe adoptées pour le type de chaudière que nous proposons; nous insisterons maintenant sur quelques détails.

Faisceau vaporisateur. — Les tubes s'élèvent tout d'abord verticalement à $0^{m},40$ environ au-dessus du collecteur inférieur, pour prendre ensuite une inclinaison de 35° à 40° sur l'horizontale. Cette inclinaison nous paraît avantageuse pour éviter la formation d'un rideau de vapeur, mauvais conducteur de la chaleur, entre la surface intérieure des tubes et l'eau de la chaudière : les bulles de vapeur formées quitteront plus rapidement la paroi inférieure du tube exposée au rayonnement du foyer et céderont la place à de nouvelles masses liquides. C'est du moins l'explication que nous donnons de la plus grande puissance de vaporisation des tubes inclinés que des expériences ont mise en évidence.

Pour des chaudières plus larges, telles que celle de la *Jeanne-d'Arc,* l'inclinaison pourrait être avantageusement choisie de 30° et même 25° sur l'horizontale.

La partie verticale des tubes, au-dessus du collecteur inférieur, a un double but : elle permet tout d'abord une plus faible inclinaison des tubes sur l'horizontale, tout en laissant une chambre de combustion suffisamment développée. Elle évite, d'autre part, le refoulement vers le collecteur inférieur de la masse liquide sous l'effet de l'augmentation de volume résultant de la vaporisation. Il est bien évident que ce refoulement, à contre-sens de la circulation, se fera moins sentir dans un tube vertical que dans un tube se rapprochant de l'horizontale. A une certaine hauteur au-dessus du collecteur inférieur, ce refoulement de haut en bas est moins à craindre par suite de la moindre charge d'eau entre le point considéré et le collecteur supérieur : les bulles de vapeur en augmentant de volume refouleront tout naturellement l'eau vers le haut.

Les tubes ne présentent que des courbures à grand rayon, en vue de réduire au minimum les pertes de charge et pour éviter dans les tubes la formation de dépôts.

Faisceau retour d'eau. — Les tubes du faisceau retour d'eau ont une forme aussi simple que possible pour réduire les pertes de charge au minimum.

Nous avons indiqué les dispositions d'ensemble adoptées pour le parcours des gaz et l'utilité de la chambre de combustion complémentaire.

Les écrans de tubes pourraient être disposés de différentes façons; la disposition adoptée sur le plan donne pour le faisceau vaporisateur un parcours de gaz par plans transversaux. La circulation devant se faire également par plans transversaux, cette disposition nous a semblé la plus rationnelle. Le dégagement de vapeur se fera avec la même abondance suivant toute la longueur du collecteur, ce qui ne peut être qu'avantageux.

Les gaz pénètrent dans le faisceau vaporisateur par la partie inférieure et la partie milieu des premières rangées de tubes, par les parties qui forment en somme les côtés et le ciel du foyer. Ils rencontrent l'écran formé par la partie inférieure des dernières rangées du faisceau vaporisateur, s'élèvent verticalement dans ce faisceau, rencontrent l'écran formé par les deux premières rangées de tubes à leur partie supérieure et pénètrent dans la chambre de combustion complémentaire de haut en bas.

Les dernières rangées de tubes du faisceau vaporisateur laissent passage aux gaz, à leur partie supérieure, suivant toute la longueur de la chaudière, mais plus librement vers l'arrière, de façon à compenser, aussi exactement que possible, le plus grand parcours que doivent effectuer les gaz qui pénètrent par cette partie dans la chambre de combustion et qui doivent revenir ensuite sur l'avant pour pénétrer dans le faisceau retour d'eau. L'accès plus ou moins

libre des gaz dans la chambre de combustion sera réglé par l'écartement plus ou moins grand des tubes des trois dernières rangées du faisceau vaporisateur. Ces tubes seront plus rapprochés vers la façade avant, sans toutefois arriver à former écrans proprement dits. Il y aura là, pour les premières chaudières, une mise au point qui pourra se faire, soit en rectifiant après coup la forme des tubes, soit plus simplement, mais pour les premières chaudières seulement, par l'addition d'écrans percés de trous plus ou moins nombreux. Il n'y a pas lieu d'ailleurs, pensons-nous, d'attacher une importance exagérée à l'égalité de vitesse de la masse gazeuse dans tous les plans transversaux du faisceau vaporisateur; l'essentiel est qu'il y ait circulation des gaz dans toute l'étendue du faisceau. Nous pensons qu'en adoptant, par exemple, pour les distances d'axe en axe des trois dernières rangées de tubes à leur partie supérieure, des écartements d'un diamètre et demi sur l'arrière, un diamètre au milieu et trois quarts de diamètre sur l'avant, on assurerait une bonne répartition des gaz dans toute l'étendue du faisceau, et l'on éviterait le passage direct d'une trop grande masse de gaz par l'avant.

Après avoir parcouru la chambre de combustion complémentaire de haut en bas et de l'arrière à l'avant, les gaz pénètrent dans le faisceau retour d'eau par le bas à l'avant. Ils parcourent ce faisceau de l'avant à l'arrière et sortent par l'arrière.

Il est bien évident que l'on peut tout aussi bien faire entrer les gaz par la partie arrière et disposer le conduit de fumée sur l'avant. On pourrait également faire entrer les gaz par les deux extrémités et faire aboutir les conduits de fumée à la partie milieu. La chaudière se prête facilement à toutes ces combinaisons.

La disposition représentée sur le plan permet de disposer sur la façade Æ une véritable boîte à fumée, ne faisant aucune saillie transversalement par rapport à la chaudière. Cette disposition peut être avantageuse pour l'installation à bord de torpilleurs.

Entre les deux boîtes à fumée correspondant aux deux faisceaux retours d'eau de la chaudière est disposée une lame d'air analogue à celle qui a donné d'excellents résultats sur les chaudières type *Jeanne-d'Arc*.

On peut craindre que, pour l'allumage, le tirage ait quelques difficultés à s'établir, par suite du trajet de haut en bas que doivent faire les gaz dans la chambre de combustion complémentaire. En cas de tirage insuffisant, il suffira, pensons-nous, de brûler un peu d'étoupes par la porte de visite placée dans le bas de la façade avant (et servant à retirer la suie), pour amorcer le courant des gaz. Si cette disposition ne devait pas suffire, il suffirait d'avoir sur la façade Æ, à la partie supérieure, une porte qui serait ouverte pour l'allumage et fermée quand les feux seraient établis. Nous ne pensons pas qu'il sera nécessaire de recourir à cette dernière disposition.

Avantages de la disposition à quatre collecteurs.

La chaudière que nous proposons, contrairement aux dispositions actuellement en service dans la Marine, est à quatre collecteurs.

On ne peut faire déboucher les tubes de retour d'eau à la partie inférieure du collecteur supérieur, et les tubes à courant ascendant au-dessus, qu'en acceptant des croisements de tubes qui nous ont paru apporter une complication à éviter, ou en adoptant quatre collecteurs, solution à laquelle nous nous sommes arrêtés.

Cette disposition entraîne-t-elle par ailleurs des avantages ou des inconvénients? Telle est la question que nous nous proposons d'examiner.

La disposition à quatre collecteurs permet de donner à volonté à la chaudière une forme trapézoïdale ou une forme rectangulaire qui peut être avantageuse au point de vue de l'encombrement quand il s'agit de loger côte à côte plusieurs chaudières.

L'espace compris entre les collecteurs supérieurs et la partie supérieure des tubes reste disponible, ce qui permet d'y loger une sorte de coffre à vapeur remplissant le même rôle que le dôme de vapeur des chaudières type *Jeanne-d'Arc* tout en ayant moins d'encombrement en hauteur. Ce coffre pourrait d'ailleurs facilement être disposé de façon à former épurateur, l'eau entraînée étant séparée, par un mouvement giratoire, de la vapeur et retombant par son poids dans la chambre à eau des chaudières.

Mais le plus grand avantage qui nous paraît résulter de l'adoption des quatre collecteurs, résulte de la plus grande facilité d'embarquement de la chaudière. Les chaudières pouvant être embarquées, avec les tubes en place, par demi-corps, l'encombrement pour l'embarquement est diminué de moitié et même davantage, si l'on remarque que la chaudière a, toutes choses égales d'ailleurs, une moins grande longueur par suite de la suppression des retours d'eau, et de la diminution des collecteurs qui ont juste comme dimension la distance entre les deux façades.

Pour des chaudières de très grandes dimensions, les deux corps correspondant à un même foyer peuvent être indépendants, comme dans le cas des chaudières d'*Allest*.

Le plus souvent, il y aura intérêt à établir une communication entre les collecteurs, communication de vapeur et communication d'eau, de façon à n'avoir qu'une alimentation à surveiller.

S'il s'agit d'un torpilleur à une seule chaudière, on pourra établir des tronçonnements sur ces communications; en cas de rupture de tube dans un faisceau et de nécessité pour le torpilleur de continuer sa route, on pourra fermer les tronçonnements, condamner le faisceau avarié et continuer à marcher avec l'autre. On aurait donc, en temps de guerre, la même sécurité avec une chaudière à quatre collecteurs qu'avec deux chaudières à trois.

APPLICATION DU DIAGRAMME ENTROPIQUE

A L'ÉTUDE DU

FONCTIONNEMENT ÉCONOMIQUE DES MACHINES A VAPEUR

A EXPANSION MULTIPLE,

PAR M. LELONG,
Ingénieur des Constructions navales.

Par suite des perfectionnements successifs apportés à l'établissement des machines marines à triple expansion, la recherche des nouveaux progrès à réaliser au point de vue économique est devenue à l'heure actuelle très délicate. Les bénéfices qu'on peut espérer d'une disposition nouvelle étant en général très limités, les mesures d'ensemble sont impuissantes à faire ressortir la valeur de l'effet obtenu. Il est donc devenu nécessaire d'étudier minutieusement les résultats observés, et de chercher à séparer autant que possible l'influence des actions diverses entrant en jeu.

On sait que l'analyse détaillée des phénomènes qui accompagnent l'évolution de la vapeur dans une machine a pu être effectuée par Hirn moyennant certaines hypothèses destinées à suppléer à l'insuffisance des renseignements fournis par les procédés de mesure usuels.

Ces hypothèses, que l'expérience a justifiées au moins dans une certaine mesure, permettent de déterminer l'état du fluide renfermé à chaque instant dans le cylindre, d'après les indications fournies par le diagramme de Watt. Partant de là, on peut suivre pas à pas la transformation de la chaleur en travail, et étudier l'influence des perturbations secondaires qui distinguent la machine réelle de la machine idéale.

La question traitée directement conduit à des calculs longs et délicats, fournissant des résultats isolés, ou tout au moins dont le lien n'apparaît pas à première vue.

On peut au contraire obtenir des résultats complets par une simple transformation de courbes, en ayant recours à l'emploi du diagramme entropique dont nous rappellerons plus loin les propriétés fondamentales.

Le diagramme entropique, dans sa définition stricte, n'est applicable qu'à

la représentation des phénomènes réversibles. Pour l'appliquer en toute rigueur à l'étude des machines réelles, on peut, comme l'a montré M. Boulvin, substituer aux transformations réelles des transformations fictives équivalentes; mais on peut arriver au même résultat en donnant au diagramme une définition plus générale permettant de l'appliquer à l'étude de phénomènes quelconques.

Nous nous proposons, dans la présente Note, d'exposer ce mode de définition du diagramme que nous croyons nouveau, au moins dans la forme, et d'indiquer la marche à suivre qui nous paraît la plus pratique, pour étudier à l'aide de ce diagramme le fonctionnement économique des machines à vapeur à expansion multiple.

Nous donnerons enfin quelques applications faites sur des machines récentes et nous chercherons à en dégager quelques conclusions d'ordre général.

Nous rappellerons auparavant les propriétés principales du diagramme entropique, renvoyant aux ouvrages spéciaux ([1]) pour les remarques de détail n'offrant qu'un intérêt indirect pour l'étude que nous avons en vue.

Propriétés principales du diagramme entropique.

Le diagramme entropique, imaginé en 1872 par Th. Belpaire, représente la série des états successifs d'un poids de fluide déterminé évoluant suivant un cycle réversible; l'état du fluide étant défini à chaque instant par un point obtenu en portant en ordonnée la température absolue T supposée uniforme et en abscisse l'entropie ([2]) du fluide, ou plutôt l'accroissement de l'entropie à partir d'une température fixe que nous supposerons être le 0° centigrade. La valeur de l'abscisse est ainsi donnée par l'intégrale $\int_0^t \frac{dq}{273+t}$, t étant la température en degrés centigrades. On sait que le cycle étant supposé réversible, cette intégrale à une valeur parfaitement définie pour chaque valeur de la température.

A chaque état du corps correspond donc un seul point. L'ensemble des points constitue une courbe continue qui se fermera si le corps revient à son état initial.

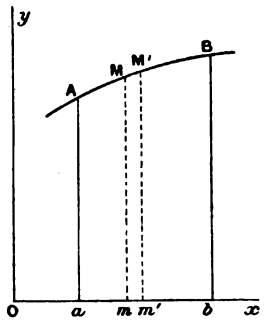
La propriété fondamentale du diagramme entropique est la suivante :

([1]) Nous citerons tout particulièrement le *Cours de Mécanique appliquée aux machines à vapeur* (3e fascicule), par M. le professeur Boulvin.

([2]) Nous rappellerons que l'entropie, dont la conception est due à Clausius, est la fonction $\int \frac{dq}{T}$ appliquée au cycle décrit par le fluide. La condition nécessaire et suffisante pour que cette fonction soit définie est que le cycle soit réversible.

Si l'on considère (*fig.* 1) une portion de diagramme AB, l'aire AB*ba* comprise entre cette portion de courbe et l'axe OX mesure la quantité de chaleur cédée au fluide ou empruntée par lui pour réaliser la transformation AB. En

Fig. 1.



effet, soit MM' un segment infiniment petit du diagramme, l'aire correspondante a pour mesure :

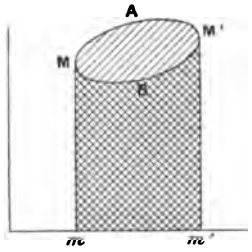
$$y\,dx = \frac{dq}{T} \times T = dq.$$

Donc l'aire élémentaire MM'*m'm* représente la quantité de chaleur *dq* que le corps a absorbée en passant de M en M'. Or l'aire AB est égale à la somme de ces aires élémentaires.

Si la transformation AB correspond à une augmentation d'entropie, l'aire *b*BA*a* représentera de la chaleur cédée au fluide; dans le cas contraire, la chaleur sera cédée par le fluide.

Considérons maintenant (*fig.* 2) un diagramme fermé supposé décrit dans

Fig. 2.



le sens des aiguilles d'une montre; soient MM' les ordonnées extrêmes. L'aire supérieure *m*MAM'*m'* représentera la quantité de chaleur empruntée à la source chaude, l'aire inférieure *m*MBM'*m'* représentera la quantité de chaleur cédée à la source froide; par suite l'aire du diagramme, différence entre les deux aires précédentes, représentera la quantité de chaleur transformée en travail.

Ce mode de représentation met donc en évidence le rendement économique de la transformation et permet d'analyser les causes qui influent sur ce rendement.

Appliquons ce diagramme au cas d'une machine à vapeur idéale à détente complète, à parois inertes et sans étranglements.

Nous supposerons que le poids de fluide évoluant est égal à 1^{kg}.

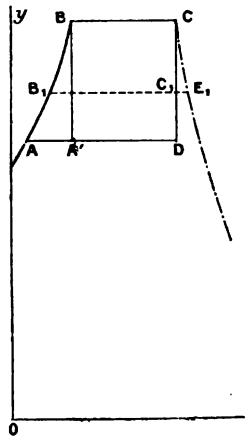
L'évolution de la vapeur comprend quatre phases : le réchauffage de l'eau, l'admission de la vapeur, la détente et l'évacuation.

La portion du diagramme correspondant au chauffage de l'eau peut se tracer par points d'après les renseignements fournis par des tables.

En effet, l'entropie de l'eau a pour valeur $\int_0^t \frac{l\,dt}{273 + t}$, l étant la chaleur spécifique de l'eau. A l'aide des tables donnant les valeurs de l, on a pu calculer de nouvelles tables donnant la valeur de l'entropie de l'eau pour chaque valeur de la température.

Soit donc AB (*fig.* 3) la portion du diagramme relative à la première phase,

Fig. 3.



A et B ayant respectivement comme ordonnées les températures du condenseur et de la chaudière.

La vaporisation étant faite à pression constante se traduira par une parallèle à OX prolongée jusqu'au point C tel que $BC = \frac{r}{T} r$, étant la chaleur de vaporisation.

Pendant la détente supposée adiabatique on a à chaque instant $dq = 0$; l'entropie restera constante, la portion de diagramme correspondante sera une parallèle CD à OY.

Enfin l'échappement se faisant à température constante se traduira par la parallèle à OX passant par le point A.

On obtient ainsi le diagramme ABCD qui correspond au cycle normal de la machine à vapeur d'eau saturée.

La différence entre le cycle normal de la machine à vapeur ainsi figuré et e cycle de Carnot peut être facilement mise en évidence : le cycle de Carnot caractérisé par deux isothermes et deux adiabatiques se traduirait par le rectangle A'BCD. Ce rectangle est évidemment la figure qui entre deux abscisses (ou deux températures) déterminées correspond à la proportion maximum de chaleur transformée en travail. La portion désavantageuse du cycle de la machine à vapeur est le triangle ABA' qui correspond au réchauffage de l'eau dans la chaudière.

Le diagramme entropique permet de déterminer très simplement le titre de la vapeur à un instant quelconque de la détente. Soit, en effet, C_1 un point du diagramme dont la température absolue est T_1; on a $B_1C_1 = \frac{q}{T_1}$. Mais $q = mr_1$, m étant la quantité de fluide transformée en vapeur, r_1 étant la chaleur de vaporisation pour la température T_1. Donc $B_1C_1 = \frac{mr_1}{T_1}$.

Si donc on détermine sur la ligne B_1C_1 le point E_1 tel que $B_1E_1 = \frac{r}{T_1}$, on a $m = \frac{B_1C_1}{B_1E_1}$.

La ligne des points E_1 ainsi obtenus est dite *courbe de saturation*.

L'aperçu sommaire qui précède suffit à montrer tout le parti qu'on peut tirer du diagramme entropique. Mais ce mode de représentation, dans sa définition stricte, ne peut être appliqué à l'étude des machines à vapeur réelles, l'entropie n'étant une fonction définie que dans le cas des transformations réversibles.

On peut tourner la difficulté, comme l'a fait observer M. Boulvin, en substituant aux transformations réelles des transformations fictives réversibles telles qu'on n'altère pas le travail recueilli ni la quantité de chaleur cédée au réfrigérant.

Les diagrammes que l'on obtient ainsi jouissent de la propriété fondamentale du diagramme entropique d'après laquelle les aires interceptées entre les courbes et l'axe OX représentent les échanges de chaleur. Réciproquement, en se proposant comme but de réaliser cette condition, on peut donner une définition générale du diagramme permettant de le construire dans tous les cas sans qu'il soit nécessaire d'interpréter les phénomènes dont le diagramme est la traduction. Il suffit, tout en conservant la température absolue comme ordonnée, de définir l'abscisse par la condition même que les aires élémentaires représentent les quantités de chaleur mises en jeu.

Nous allons montrer que cette condition suffit pour permettre de construire dans tous les cas un diagramme parfaitement déterminé, se confondant d'ailleurs avec le diagramme entropique toutes les fois que les transformations opérées seront réversibles.

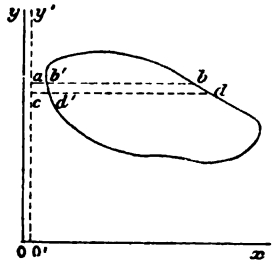
Définition générale du diagramme.

Considérons un diagramme de Watt obtenu en portant en ordonnées les pressions et en abscisses les volumes occupés par le fluide dans le cylindre, y compris les volumes des espaces morts.

Supposons que, par la méthode fondée sur les expériences de Hirn ou par tout autre procédé, nous ayons déterminé le poids maximum de fluide contenu dans le cylindre.

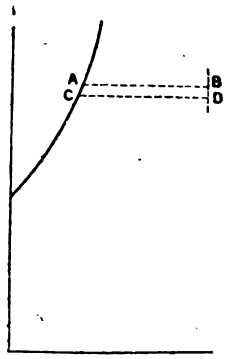
Traçons la droite $O'y'$ correspondant au volume du fluide supposé entièrement liquéfié.

Fig. 4.



Le diagramme peut être considéré comme la somme algébrique de diagrammes infiniment petits limités d'une part par deux abscisses infiniment voisines, d'autre part, par le diagramme et la ligne $O'y'$, les aires telles que

Fig. 5.



abcd étant considérées comme positives et les aires telles que *ab'cd'* comme négatives.

Le volume de l'eau étant négligeable par rapport au volume du même poids de vapeur, la ligne $O'y'$ peut être pratiquement confondue avec Oy.

Figurons, d'autre part, à l'aide des tables pour le même poids de fluide, l'entropie de l'eau d'après les coordonnées du diagramme entropique.

Soient AB, CD (*fig.* 5) les lignes d'égale température correspondant aux lignes *ab*, *cd* d'égale pression du diagramme ordinaire.

Proposons-nous de déterminer le point B par la condition que l'aire infiniment petite ABCD représente la quantité de chaleur correspondant au travail mesuré par l'aire *abcd*.

La condition à remplir se traduit par l'équation

$$\text{aire ABCD} = \text{A} \times \text{aire } abcd,$$

A étant l'équivalent calorifique du travail.

On a, d'autre part,

$$\text{aire ABCD} = \text{AB} \times dt,$$

$$\text{aire } abcd = v\, dp,$$

d'où l'on conclut :

$$\text{AB} \times dt = \text{A} v\, dp,$$

$$\text{AB} = \text{A} v \frac{dp}{dt},$$

$\frac{dp}{dt}$ est une fonction parfaitement définie et dont la valeur est donnée par des tables qui ont été calculées par Zeuner.

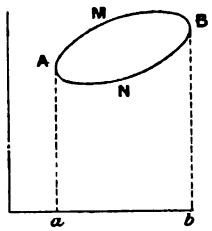
La condition précédente suffit donc à déterminer le point B.

Ainsi à chaque point *b* du diagramme ordinaire correspond un point B ainsi défini. L'ensemble de ces points constitue un diagramme fermé qui jouit des propriétés suivantes :

1° L'aire de ce diagramme représente la quantité de chaleur transformée en travail pendant le parcours du cycle. Cette propriété est évidente d'après ce qui précède.

2° S'il existe des phases du cycle pendant lesquelles les transformations

Fig. 6.



soient réversibles, les segments correspondants du diagramme considéré se confondent avec ceux du diagramme entropique.

En effet, si l'on se reporte aux trapèzes élémentaires envisagés ci-dessus, on voit que ces trapèzes doivent avoir la même aire pour le diagramme considéré et pour le diagramme entropique. Ces trapèzes ayant trois côtés communs, les quatrièmes côtés doivent nécessairement coïncider.

3° L'aire comprise entre un segment du diagramme et l'axe des températures représente la quantité de chaleur absorbée ou restituée pour réaliser la transformation correspondante.

En effet, soit AMB un segment de diagramme (*fig.* 6); nous pouvons revenir du point B au point A par une transformation BNA supposée réversible.

D'après ce qui précède, l'aire *b*BNA*a* représente la quantité de chaleur restituée pour réaliser la transformation BNA. L'aire ANBM représente la quantité de chaleur transformée en travail pendant le parcours du cycle; par suite l'aire *a*AMB*b*, somme des deux aires précédentes, représentera la quantité de chaleur absorbée pour réaliser la transformation.

Le diagramme envisagé jouit donc des propriétés générales du diagramme entropique.

Il en diffère seulement par les points suivants :

1° Le diagramme ne se rapporte plus à un poids fixe de fluide, mais à l'état d'ensemble de la masse variable renfermée dans le cylindre;

2° Les quantités de chaleur indiquées par les aires sont celles qui se rapportent directement à la transformation; elles diffèrent, en général, des quantités de chaleurs cédées par la source chaude ou restituées à la source froide.

Sous cette réserve, le diagramme que nous venons d'envisager peut être considéré comme une généralisation du diagramme entropique. Nous lui conserverons le nom de diagramme entropique.

Ce diagramme s'obtiendra donc en portant en ordonnées les températures absolues et en abscisses les valeurs S données par la formule

$$S = S_l + A v \frac{dp}{dt}$$

dans laquelle les lettres ont la signification suivante :

S_l entropie, calculée à l'aide des tables, du poids d'eau égal au poids de fluide dépensé par cylindrée;

v volume occupé par le fluide d'après le diagramme d'indicateur totalisé;

$\frac{dp}{dt}$ coefficient numérique donné par les tables.

On peut donc construire le diagramme au moyen des données de l'expérience sans faire *a priori* aucune hypothèse sur la nature des phénomènes qui se passent dans le cylindre.

Les résultats obtenus sont d'ailleurs absolument les mêmes que ceux que fournit la méthode indiquée par M. Boulvin.

Il est bon de faire remarquer que le mode de construction indiqué suppose implicitement que l'on admet comme vraies les hypothèses de Hirn, savoir :

1° Que la vapeur est sèche à la fin de l'échappement, au moment où la compression commence;

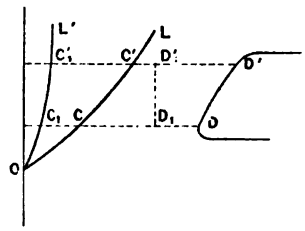
2° Que le fluide emprisonné dans le cylindre se comporte comme un mélange uniforme de température constante dans toute sa masse.

La première hypothèse est nécessaire pour calculer le poids de vapeur restant dans l'espace mort à la fin de la compression et qui doit être ajouté au poids de fluide traversant la machine pour la détermination de S_e. Les conclusions relatives au titre ne sont rigoureusement exactes que si cette hypothèse est réalisée.

La seconde a été admise implicitement par ce fait que le diagramme définit chaque état par une température unique.

Pendant la période de compression, l'état représenté par le diagramme résulte de la combinaison de deux opérations distinctes, savoir : l'évolution de la vapeur restée dans le cylindre et le réchauffage de l'eau condensée provenant de la vapeur éliminée pendant l'évacuation. Cette seconde opération se passe dans la chaudière, mais, par suite de la continuité du fonctionnement, on peut évidemment supposer, sans fausser les résultats, que les deux opérations ont lieu simultanément et que les deux portions du fluide total en jeu ont à chaque instant la même température. Si l'on veut étudier à part l'état du fluide resté dans le liquide pendant la compression, il suffit de tracer la courbe OL′ (*fig.* 7) donnant l'entropie du poids d'eau correspondant et de porter, à partir de cette courbe, en C_1D_1, les abscisses telles que CD, interceptées entre le diagramme et la courbe OL d'entropie du poids de l'eau total.

Fig. 7.



On obtient ainsi la courbe $D_1D'_1$ sur laquelle on peut raisonner comme sur une courbe de détente.

Construction du diagramme.

Pour effectuer la construction du diagramme, il est nécessaire de connaître le poids du fluide contenu dans le cylindre. Malheureusement les mesures usuelles permettent rarement de l'obtenir avec précision. En général, dans les essais ordinaires des machines marines, on ne mesure pas directement l'eau vaporisée. On peut cependant suppléer à cette lacune avec une certaine précision en s'appuyant sur les données suivantes :

1° La vaporisation des chaudières est en général assez bien connue; on

peut donc déduire de la quantité de charbon dépensée une valeur approximative du poids de vapeur produit.

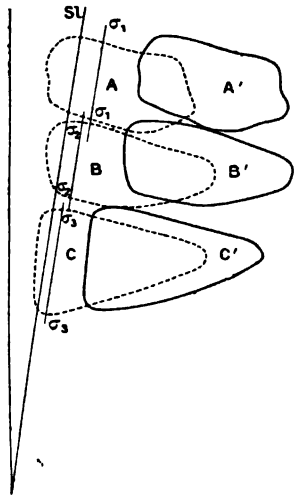
2° Dans le cas des machines à vapeur à expansion multiple dont nous nous occuperons plus particulièrement, les effets de parois sont en général assez faibles, principalement pour les deux premiers cylindres, par suite le poids de vapeur sensible déduit des diagrammes diffère assez peu du poids réel introduit, à la condition de mesurer la vapeur sensible non pas au point précis où le tiroir ferme, mais au point de la détente accusant la plus grande quantité de vapeur sensible. On obtient ainsi un chiffre minimum qui, rapproché du chiffre probable de vaporisation, permet de prendre comme point de départ une première valeur approchée qu'on rectifiera ultérieurement ainsi que nous le verrons plus loin d'après les remarques faites sur les diagrammes eux-mêmes.

Au poids du fluide ainsi évalué, il convient d'ajouter la quantité de vapeur contenue dans l'espace mort à la fin de l'échappement. L'hypothèse de Hirn rappelée plus haut permet d'obtenir immédiatement ce résultat.

Ceci posé, voici comment on peut construire le diagramme d'une machine à vapeur à expansion multiple.

Prenons par exemple le cas d'une machine à vapeur à triple expansion. Partant du diagramme de Watt totalisé, nous tracerons d'abord pour chaque cylindre la courbe auxiliaire $x = Av\frac{dp}{dt}$ en fonction des températures absolues. Soient A, B, C (*fig.* 8), les trois diagrammes ainsi obtenus. L'abscisse

Fig. 8.



maximum de la courbe A correspond, à très peu de chose près, à l'état indiquant la plus grande quantité de vapeur sensible. Cette quantité constitue une limite inférieure du poids de vapeur contenu dans le cylindre.

Supposons que la vapeur soit exactement sèche en ce point. Connaissant par le diagramme de Watt la pression et le volume, nous en déduirons, d'après les tables de densité de la vapeur d'eau, le poids de vapeur sensible correspondant. En comparant ce poids au chiffre déduit du pouvoir de vaporisation des chaudières, nous choisirons une première valeur approchée π du poids de fluide traversant la machine à chaque cylindrée. Ce poids sera évidemment le même pour les trois cylindres.

Nous déterminerons de même, à l'aide des tables de densité de la vapeur d'eau et d'après le point du diagramme correspondant à la fermeture du tiroir, les poids π_1, π_2, π_3 de fluide remplissant les espaces morts au début de la compression.

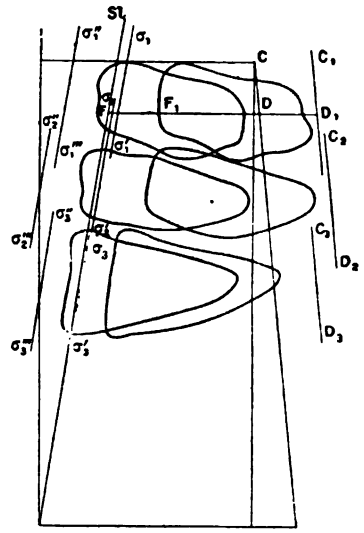
Nous pourrons alors tracer la courbe d'entropie S_c correspondant au poids d'eau π et les trois segments $\sigma_1\sigma'_1$, $\sigma_2\sigma'_2$, $\sigma_3\sigma'_3$ correspondant à l'entropie des poids d'eau $\pi + \pi_1$, $\pi + \pi_2$, $\pi + \pi_3$.

Il suffira alors de reporter à partir des trois segments $\sigma_1\sigma'_1$, $\sigma_2\sigma'_2$, $\sigma_3\sigma'_3$ les abscisses des diagrammes auxiliaires pour obtenir les trois diagrammes cherchés A', B', C'.

La disposition des courbes ainsi obtenues se prête mal à l'interprétation des résultats.

Il est préférable de reporter toutes les courbes vers la gauche de manière à faire coïncider le point F_1 correspondant à la fermeture du tiroir à l'évacuation avec le point F (*fig.* 9) de la courbe S_l située sur la même ordonnée.

Fig. 9.



On ne modifie pas ainsi les aires interceptées entre les courbes et l'axe des températures, ni par suite les échanges de chaleur indiqués par ces aires.

Cette transposition revient à substituer à la machine réelle une machine équivalente dans laquelle disparaît la vapeur restant dans le cylindre pendant la compression.

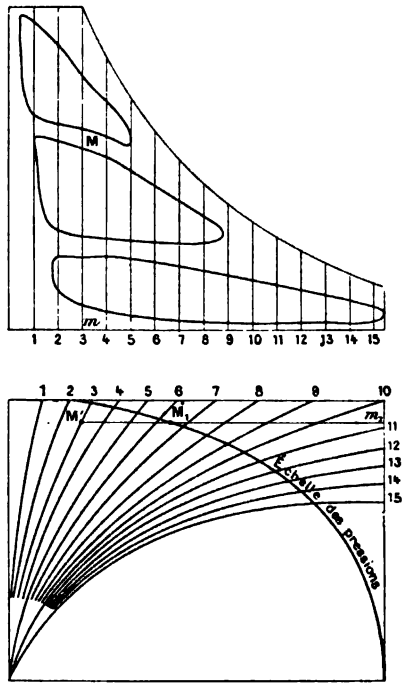
Les propriétés des aires resteront les mêmes après le déplacement.

Pour la détermination du titre, il suffit de remarquer que, après le déplacement, la ligne $\sigma_1\sigma'_1$ vient en $\sigma''_1\sigma'''_1$. La ligne de saturation C_1D_1 correspondant à $\sigma_1\sigma'_1$ vient sensiblement se confondre avec CD, ligne de saturation correspondant à OS_c, car DD_1 est l'entropie du poids de vapeur saturée π_1; donc $DD_1 = FF_1$. Le titre d'un point quelconque M de la courbe de détente dont l'abscisse rencontre $\sigma''_1\sigma'''_1$ et CD en M_0 et M_1 sera donc égal à $\frac{M_0M}{M_0M_1}$.

On déterminerait de même le titre du fluide renfermé dans les deux cylindres MP et BP en traçant les positions $\sigma''_2\sigma'''_2$ et $\sigma''_3\sigma'''_3$ que prennent après déplacement les lignes $\sigma_2\sigma'_2$, $\sigma_3\sigma'_3$.

Pour les applications répétées, on abrégera notablement les opérations en construisant un Tableau disposé comme l'indique la *fig.* 10.

Fig. 10.



Ce Tableau comprend deux séries de courbes ayant toutes pour ordonnées la température en degrés centigrades. Une courbe a pour abscisses les valeurs de la pression absolue correspondante, à l'échelle des ordonnées du diagramme de Watt totalisé qu'on se propose de transformer. Les autres

courbes ont pour abscisses les valeurs de $Av\frac{dp}{dt}$ pour une série de valeurs de V (l'échelle peut d'ailleurs être choisie de manière à éliminer le facteur A).

Ces courbes permettent de tracer sans calcul les diagrammes auxiliaires. On tracera d'abord sur le diagramme de Watt les ordonnées correspondant aux mêmes volumes que les courbes $Av\frac{dp}{dt}$ du Tableau. Soit Mm une de ces ordonnées : pour déterminer le point du diagramme auxiliaire correspondant au point M_1, on cherchera sur la courbe des pressions l'abscisse M_1m_1 égale à Mm. La température correspondante est celle de la vapeur au point M_1. Le point de rencontre de cette abscisse avec la courbe $Av\frac{dp}{dt}$ correspondant au volume V donne le point M' cherché.

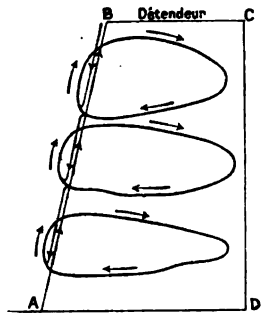
Pour tracer les courbes d'entropie de l'eau, il suffit de choisir trois points dont les abscisses soient dans un rapport simple avec le poids d'eau considéré. Ces points dépendent de l'échelle adoptée. Cette courbe, dont la forme est simple, se trouve déterminée très exactement par l'origine et par trois points. On peut se servir d'artifices analogues pour tracer la courbe de saturation.

Le procédé le plus simple pour effectuer ces opérations consiste à tracer les courbes sur un papier à calquer appliqué sur le Tableau et qu'on déplace pour le transport des courbes.

Interprétation du diagramme.

La figure constituée par les trois diagrammes, disposés comme nous venons de l'indiquer, peut être tracée d'un seul trait de plume en parcourant

Fig. 11.



deux fois en sens inverse la ligne S_l ainsi que le montre la *fig.* 11. L'ensemble des trois diagrammes apparaît ainsi comme le résultat d'un cycle unique.

Il devient alors facile de comparer le cycle à celui de la machine parfaite admettant le même poids de vapeur et fonctionnant entre les mêmes températures extrêmes.

Cette machine parfaite donne le diagramme ABCD.

Le rapport de la somme des aires des diagrammes entropiques de la machine réelle à l'aire du diagramme entropique de la machine parfaite caractérise le degré de perfection des dispositions intérieures de la machine à vapeur au point de vue économique.

Ce rapport est d'ailleurs égal au rapport inverse $\frac{K}{k}$ des consommations de la machine considérée et de la machine parfaite, K désignant la consommation de vapeur par cheval de la machine parfaite, k la consommation de vapeur de la machine considérée.

Dans l'établissement des dimensions d'une machine à vapeur on est amené à considérer le rapport $\frac{P}{\pi}$ de l'ordonnée moyenne totalisée des diagrammes ordinaires à l'ordonnée moyenne du diagramme théorique.

Le coefficient $\frac{K}{k}$ joue vis-à-vis de la consommation un rôle analogue à celui que joue vis-à-vis de la puissance le coefficient $\frac{P}{\pi}$.

Le coefficient $\frac{K}{k}$ peut d'ailleurs se calculer sans qu'il soit nécessaire de tracer les diagrammes, pourvu que l'on connaisse la consommation de vapeur de la machine.

M. Rateau a démontré, en effet [1], que la consommation de vapeur d'une machine parfaite fonctionnant entre la pression absolue d'amont P et la pression d'aval p est donnée très exactement par la formule

$$K = 0,85 + \frac{6,95 - 0,92 \log P}{\log P - \log p}.$$

Le coefficient $\frac{K}{k}$ peut donc se calculer avec la même approximation que k.

Ce chiffre ne fournit d'ailleurs qu'un renseignement d'ensemble. Pour analyser l'influence relative des actions diverses qui déterminent la consommation réelle, il est nécessaire de construire les diagrammes entropiques et d'examiner les lacunes entre ces diagrammes et celui de la machine parfaite. Ces lacunes mesurent en effet les pertes de rendement. Elles sont dues à des causes multiples, mais qui peuvent néanmoins se ramener à deux catégories distinctes, savoir :

1° Pertes dues aux changements de pression brusques, aux chutes de pres-

---

[1] Voir *Annales des Mines* (février 1897), p. 5 et suivantes. M. Rateau a construit un abaque permettant de déterminer directement la valeur de K, connaissant P et p.

sion résultant des étranglements, aux frottements dans les conduits, en un mot à tous les effets mécaniques exercés sur la vapeur pendant son passage dans la machine ;

2° Pertes dues au refroidissement extérieur, aux actions des parois, en un mot à l'ensemble des phénomènes calorifiques intérieurs.

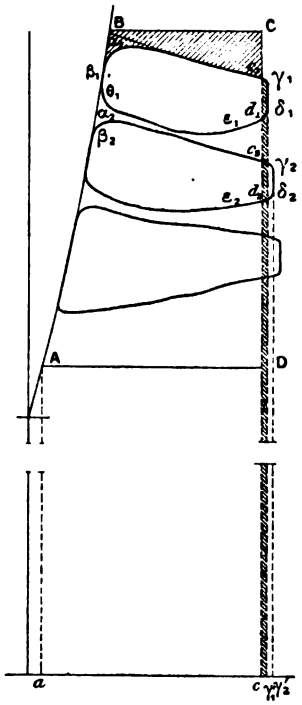
I. Pertes dues aux effets mécaniques.

Les pertes dues aux effets mécaniques sont caractérisées par ce fait qu'elles n'altèrent que dans une proportion insignifiante la quantité de chaleur contenue dans la vapeur, puisque, à part l'usure des parois, il n'y a pas de travail produit. Or, pratiquement, la perte d'énergie occasionnée par cette usure peut être considérée comme nulle.

Dans ces conditions, le diagramme entropique d'une machine à vapeur où les seules pertes seraient dues aux effets mécaniques devrait satisfaire aux conditions suivantes :

1° La détente et la compression étant adiabatiques, la ligne de détente sera

Fig. 12.



constituée par une parallèle à l'axe OY et la courbe de compression sera confondue avec le segment correspondant de la ligne S_1.

2° Toutes les fois que le poids entier de fluide évoluant se trouvera enfermé dans un même cylindre, la quantité de chaleur accusée par les aires ne devra être diminuée que de la quantité correspondant au travail produit.

Cette seconde condition détermine pour chaque cylindre la ligne de détente.

Considérons en effet l'ensemble des trois diagrammes d'une telle machine et le diagramme de la machine parfaite correspondante (*fig.* 12). La quantité de chaleur fournie par la chaudière est mesurée par l'aire aABCc. La quantité de chaleur introduite dans le cycle à la fin de l'admission dans le petit cylindre est mesurée par l'aire $a\mathrm{A}\beta_1\alpha_1\gamma_1\gamma'_1$. Ces deux aires doivent être égales; donc le rectangle $c_1\gamma_1\gamma'_1c$ doit être égal à la lacune $\beta_1\mathrm{BC}c_1\alpha_1$. Cette condition détermine la distance $c\gamma'_1$ de la ligne $\gamma_1\delta_1$ à la ligne CD.

La lacune $\beta_1\mathrm{BC}c_1\alpha_1$ ne constitue donc pas une perte absolument complète. Les effets mécaniques correspondants assèchent la vapeur et permettent de récupérer le petit rectangle $c_1\gamma_1\delta_1d_1$. La fraction ainsi récupérée est mesurée approximativement par le rapport $\frac{\Theta_1}{T_1}$, Θ_1 étant la chute de température pendant la détente, et T_1 la température absolue à la fin de l'admission. Le rapport $\frac{\Theta_1}{T_1}$ est en général très faible.

La lacune précitée $\beta_1\mathrm{BC}c_1\alpha_1$ est due à deux causes. Si α_1 figure l'extrémité de course du piston, $\beta_1\alpha_1$ correspond au remplissage de l'espace nuisible; la perte correspondant à la phase $\alpha_1\gamma_1$ est due à l'étranglement des orifices d'admission.

En prolongeant à gauche la ligne α_1c_1 on partage l'aire en deux parties qui donnent une proportion approximative de l'influence des deux effets.

Si l'on considère maintenant le moyen cylindre, on démontrerait de la même manière que la position de la ligne de détente $\gamma_2\delta_2$ doit être telle que l'aire $cc_2\gamma_2\gamma'_2$ interceptée entre le segment $c_2\gamma_2$ et l'axe OX soit égale à la somme des aires des lacunes existant en amont.

La lacune $\beta_2\theta_1\varepsilon_1d_1c_2\alpha_2$ est due à l'ensemble des causes suivantes :

De d_1 à ε_1 détente incomplète,

De ε_1 à θ_1 étranglement à l'échappement,

De β_2 à α_2 compression incomplète dans le moyen cylindre,

De α_2 à c_2 étranglement des orifices.

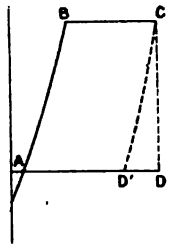
Les mêmes considérations s'appliqueraient au transvasement de la vapeur dans les cylindres successifs. Finalement, l'aire $a\mathrm{A}\theta_3\varepsilon_3\delta_3\gamma'_3$ représente la quantité de chaleur restituée au condenseur.

II. Effets calorifiques.

Examinons maintenant les modifications que les effets calorifiques vont apporter aux diagrammes précédents :

L'effet du refroidissement extérieur est en général faible. Il produira une diminution progressive des abscisses, transformant en une ligne oblique telle que CD′ la ligne de détente CD (*fig.* 13).

Fig. 13.



Le plus important des effets calorifiques résulte de la perméabilité que les parois des cylindres offrent à la chaleur, perméabilité qui a pour conséquence l'absorption d'une certaine quantité de chaleur pendant l'admission et la restitution de la même quantité de chaleur pendant la détente et l'évacuation. Ce phénomène se traduira sur le diagramme de la manière suivante :

L'absorption de chaleur pendant l'admission aura pour effet de reculer en γ' le point figuratif de l'état de la vapeur à la fin de l'admission ; la restitution de chaleur commençant pendant la détente, la courbe de détente affectera la forme $\gamma'_1 \delta'_1$. Le travail développé par le cylindre sera diminué de la quantité correspondant à l'aire $\gamma'_1 \gamma_1 \delta_1 \delta'_1$, mais comme la chaleur est entièrement restituée, on devra ajouter cette aire aux lacunes dues aux effets mécaniques pour la détermination de l'ordonnée $\gamma_2 \delta_2$ qui figurerait la ligne de détente du moyen cylindre, si ce cylindre n'était pas soumis aux effets calorifiques. L'action des parois d'un cylindre a donc pour résultat d'assécher la vapeur dans les cylindres suivants.

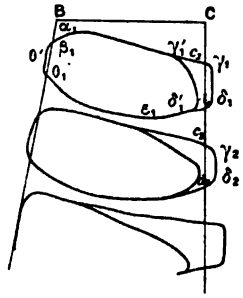
Pendant la compression, il y a en général absorption de chaleur par les parois. Dans ce cas, la courbe de compression affectera la forme $\theta_1 \theta' \alpha_1$ (*fig.* 14). Le travail produit est alors augmenté de l'aire correspondante. Cette aire devra être retranchée des lacunes qui déterminent la ligne $\gamma_1 \delta_1$.

Les considérations qui précèdent permettent donc de séparer d'une façon approximative l'influence des différentes perturbations dues au fonctionnement intérieur de la machine.

Pour étudier le fonctionnement économique d'une machine donnée d'après les résultats fournis au cours des expériences, on devra donc d'abord tracer

les diagrammes entropiques d'après la méthode indiquée ci-dessus. On tracera également le diagramme de la machine parfaite correspondante. On devra ensuite reconstituer approximativement les diagrammes tels que

Fig. 14.



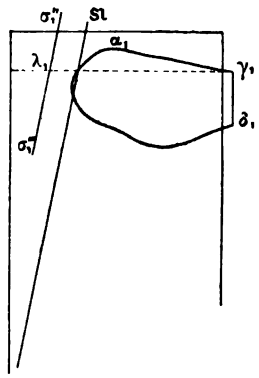
$\alpha_1\gamma_1\delta_1\varepsilon_1\theta_1\beta_1$ auxquels donnerait lieu la machine si elle n'était pas soumise aux effets calorifiques.

Pour cela on déterminera, d'après les lacunes existant en amont, la distance des lignes de détente $\gamma_1\delta_1$, $\gamma_2\delta_2$, etc., à la ligne de détente CD de la machine parfaite.

La position des droites $\gamma_1\delta_1$, $\gamma_2\delta_2$ étant définie, on peut déterminer les points γ_1, δ_1, γ_2, δ_2 de la manière suivante :

Cherchons par exemple à déterminer le point γ_1 (*fig.* 15).

Fig. 15.



Figurons la ligne $\sigma_1''\sigma_1'''$ qui représente l'entropie du poids d'eau total contenu dans le cylindre (*voir* p. 117 et 118).

La portion d'abscisse $\gamma_1\lambda_1$ interceptée entre le point γ_1 et la ligne $\sigma_1''\sigma_1'''$ doi satisfaire à la condition

$$\lambda_1\gamma_1 = AV\frac{dp}{dt},$$

V étant le volume du cylindre y compris l'espace mort au moment de la fermeture du tiroir.

On en déduit

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\lambda_1 \gamma_1}{AV}.$$

Cette équation permet de déterminer la valeur de $\frac{dp}{dt}$ pour le point γ_1 en procédant par approximations successives. En général, la première approximation suffit. En effet, par suite de la faible inclinaison de la ligne S_e, $\gamma_1 \lambda_1$ varie très peu avec la hauteur du point γ_1, qui est d'ailleurs *a priori* connue à quelques degrés près. En choisissant la valeur de $\gamma_1 \lambda_1$ pour une première position supposée du point γ_1 on déduit de la formule ci-dessus la valeur de $\frac{dp}{dt}$. La température correspondante permet de préciser la position du point γ_1. On pourra obtenir une approximation plus grande en reprenant la valeur de $\lambda_1 \gamma_1$ pour le point ainsi trouvé. Mais la première valeur approchée est en général très suffisante.

Le point δ_1 se déterminera de la même manière, le volume V à considérer étant alors le volume total du cylindre.

Si l'on trace la série des courbes $Av\frac{dp}{dt}$ comme nous l'avons indiqué p. 118 (*fig.* 10), on pourra, sans calcul, déterminer la position exacte des points $\gamma_1 \delta_1$. Il suffira de chercher, par tâtonnements, en déplaçant latéralement le papier calque sur le Tableau, l'abscisse de la ligne $Av\frac{dp}{dt}$ correspondant au volume donné, qui soit interceptée exactement entre la ligne $\sigma''_1 \sigma'''_1$ et la ligne $\gamma_1 \delta_1$. Le point de rencontre de cette abscisse avec $\gamma_1 \delta_1$ donnera le point cherché puisqu'il satisfera à l'équation $\lambda_1 \gamma_1 = Av\frac{dp}{dt}$.

On procédera de même pour les points $\gamma_2 \delta_2$, etc.

Il suffira alors de tracer des lignes raccordant aux diagrammes les points ainsi déterminés.

On calculera d'autre part, à l'aide de la formule de M. Rateau, le rendement spécifique $\frac{K}{k}$.

La différence $1 - \frac{K}{k}$ indique la proportion totale des pertes dues au fonctionnement intérieur.

En répartissant cette différence proportionnellement aux aires des lacunes, on déterminera les coefficients indiquant la perte proportionnelle due à chacun des effets [1].

---

[1] On arrive, avec un peu d'habitude, à faire toutes les opérations de la construction des diagrammes entropiques en un temps très court (moins d'une journée, y compris la mesure des aires au planimètre et le calcul des pertes proportionnelles).

Applications.

Les figures ci-jointes représentent quelques applications des méthodes précédentes faites sur des machines récentes d'après les observations recueillies au cours des essais de recette. Les coefficients déduits des diagrammes sont résumés dans le Tableau ci-après :

	NOMS DES BATIMENTS :													
	DESCARTES (bâbord). 14 août 1896.	CARNOT (tribord). 15 janvier 1897.	CARNOT (bâbord). 15 janvier 1897.	CARNOT (bâbord). 5 décembre 1896.	CARNOT (bâbord). 29 décembre 1896.	CHARLES-MARTEL (bâbord). 5 mai 1897.	DU CHAYLA (tribord). 28 octobre 1897.	GALILÉE (bâbord). 25 août 1897.	GALILÉE (tribord). 25 août 1897.	LAVOISIER (tribord). 19 mars 1898.	BOUVET (tribord). 10 et 11 juin 1898.	BOUVET (centrale). 10 et 11 juin 1898.	FORBAN (tribord). 21 octobre 1895.	FORBAN (tribord). 13 novembre 1895.
Ordonnée moyenne du diagramme totalisé : p	$0^{kg},922$	0,865	0,879	2,056	2,787	2,806	2,657	2,900	2,794	2,893	1,962	1,938	4,450	1,146
Ordonnée moyenne du diagramme théorique ayant pour origine la pression au cylindre HP : π	$2^{kg},580$	2,050	2,488	4,130	5,312	5,037	5,023	5,061	5,061	4,928	4,335	4,254	6,235	2,685
Rapport : $\frac{p}{\pi}$	0,356	0,422	0,353	0,498	0,525	0,557	0,529	0,573	0,552	0,587	0,452	0,456	0,714	0,427
Pression absolue au cylindre HP	$5^{kg},955$	6,783	8,233	10,333	13,290	13,129	13,025	13,034	13,034	13,039	13,287	13,037	13,288	8,021
Introduction au cylindre HP	0,40	0,50	0,40	0,75	0,75	0,693	0,67	0,65	0,65	0,66	0,55	0,55	0,710	0,430
Somme des chevaux	$856^{ch.}$	1545,3	1610	5610	8378	7554	5022	3448	3322	3607	3006	2925	1685	213,40
Nombre de tours	84	63	64,6	96,2	106	97,6	149	164	164	173	108	106,6	334,1	161,3
Vaporisation par kilo de charbon	$9^{kil},2$	9,7	9,7	8,3	8,3	8,4	7,9	7,4	7,4	7,8	9,6	9,6	"	"
Consommation de vapeur par cylindrée	$0^{kg},482$	1,21	1,21	3,26	4,65	4,20	1,94	1,22	1,13	1,12	1,35	1,32	0,255	0,066
Consommation d'eau par cheval-heure : k	$5^{kg},7$	5,91	5,80	6,7	7,1	6,5	6,90	6,98	6,7	6,5	5,80	5,78	6,1 5,6	6,1 5,48
Consommation théorique par cheval : K	$4^{kg},1$	4,05	3,85	4,03	3,66	3,48	3,90	3,95	3,78	3,75	3,68	3,60	3,75	3,56
Rendement spécifique : $\frac{K}{k}$	0,72	0,685	0,663	0,601	0,515	0,535	0,570	0,565	0,565	0,578	0,632	0,623	0,670	0,650
Pertes de rendement : $1 - \frac{K}{k}$	0,28	0,315	0,337	0,399	0,485	0,465	0,430	0,435	0,435	0,412	0,368	0,377	0,330	0,350
RÉPARTITION DES PERTES :														
Effets mécaniques. Boîte à tiroirs HP.	0,032	0,065	0,046	0,050	0,046	0,037	0,031	0,025	0,031	0,029	0,022	0,039	0,019	0,042
Effets mécaniques. 1er réservoir	0,009	0,032	0,034	0,047	0,057	0,029	0,024	0,041	0,032	0,030	0,018	0,035	0,030	0,026
Effets mécaniques. 2e réservoir	0,023	0,057	0,081	0,106	0,088	0,055	0,040	0,058	0,052	0,061	0,032	0,020	0,049	0,070
Effets mécaniques. Échappement	0,132	0,085	0,127	0,169	0,261	0,303	0,274	0,263	0,270	0,245	0,225	0,229	0,213	0,141
Total des pertes dues aux effets mécaniques	0,196	0,239	0,288	0,372	0,452	0,424	0,369	0,387	0,385	0,365	0,297	0,323	0,311	0,279
Effets des parois. Cylindre HP	0,020	0,013	0,008	0,008	0,003	0,000	0,008	0,008	0,015	0,003	0,013	0,006	0,000	0,014
Effets des parois. Cylindre MP	0,020	0,037	0,030	0,000	0,008	0,008	0,016	0,006	0,005	0,005	0,005	0,011	0,012	0,000
Effets des parois. Cylindre BP	0,044	0,026	0,011	0,019	0,022	0,033	0,037	0,030	0,034	0,040	0,052	0,038	0,007	0,057
Total des pertes dues aux effets de parois	0,084	0,076	0,049	0,027	0,033	0,041	0,061	0,044	0,054	0,048	0,070	0,055	0,019	0,071
Titre maximum de la vapeur. Cylindre HP	"	0,99	1,00	0,97	0,98	0,98	"	0,95	0,96	0,98	0,96	0,98	0,97	1,00
Titre maximum de la vapeur. Cylindre MP	"	0,85	0,93	0,96	0,89	0,89	"	0,97	0,96	0,94	0,99	0,89	0,91	0,99
Titre maximum de la vapeur. Cylindre BP	"	0,89	0,90	0,79	0,77	0,68	"	0,79	0,77	0,73	0,73	0,79	0,84	0,67

L'examen de ces chiffres et l'aspect des diagrammes eux-mêmes montrent que les valeurs admises pour la consommation d'eau par cylindrée sont bien comparables entre elles. Les valeurs adoptées pour le *Carnot* étant déduites d'indications fournies par des compteurs d'eau peuvent servir, en quelque sorte, d'étalon. D'ailleurs les chiffres de vaporisation correspondants sont en général voisins du maximum probable et, d'autre part, si l'on diminuait la quantité d'eau entrant en jeu, on trouverait sur les cycles des rentrées de chaleur inexplicables. Nous sommes donc fondé à croire que les valeurs admises pour la consommation d'eau sont, d'une manière générale, très voisines de la réalité.

Ne serait-ce que pour la détermination de cet élément très important, l'emploi du diagramme entropique est de nature à rendre les plus grands services par les éléments de comparaison qu'il fournit.

Si l'on compare les consommations réelles aux consommations théoriques, on constate que, pour une même machine, ces deux éléments ne restent pas proportionnels; les variations du rendement spécifique sont telles que les valeurs de K et k sont souvent inverses l'une de l'autre.

Ce fait prouve toute l'importance du rendement spécifique. Il explique pourquoi certains avantages théoriques tels que l'élévation de la pression initiale et l'élévation de la détente n'ont pas toujours été justifiés par la pratique (1).

La décomposition que nous avons faite des pertes de rendement va nous permettre d'analyser les causes de la variation du rendement spécifique et d'examiner les dispositions compatibles avec la pratique qui seraient de nature à élever autant que possible la valeur de ce coefficient.

1° *Effets mécaniques.* — En examinant le Tableau des pertes de rendement, on est frappé de voir l'importance considérable des pertes dues aux effets mécaniques et tout particulièrement de la perte due à l'échappement au condenseur.

Cette perte est causée par la détente incomplète dans le grand cylindre et par la perte de charge due aux orifices des tiroirs et aux tuyaux d'échappement.

Son importance explique le fait signalé en particulier par M. Brosser que la consommation des machines n'a pas sensiblement diminué pour la marche à outrance depuis l'époque des machines compound fonctionnant à $2^{kg},25$.

En effet, en même temps qu'on a élevé la pression initiale, la puissance des machines s'est accrue et le défaut de place a forcé à restreindre les dimensions relatives des organes d'échappement (tiroirs et tuyautages).

Il en est résulté, en particulier, que la chute totale de température du

(1) *Voir* en particulier les remarques contenues dans une Note de M. l'ingénieur Brosser (*Mémorial du Génie maritime*, 2e livraison 1897, p. 413 et suivantes).

cycle mesurée entre la pression au tiroir HP et la contre-pression moyenne à l'échappement du grand cylindre s'est élevée dans une proportion beaucoup moindre que ne l'indiquerait l'élévation de la pression, ainsi que le montre d'ailleurs le Tableau ci-dessous :

	Pression d'admission.	Chute de température (allure maximum).
	kg	°
Dupetit-Thouars	2,38	87
Formidable	4,25	93
Marceau	5,58	99
Forban	6,71	97
Isly	9,06	106
Valmy	11,84	109
Du Chayla	12,00	113

On ne peut éviter la détente incomplète qu'en donnant au grand cylindre des dimensions exagérées.

Il en résulte nécessairement, surtout aux grandes allures, une perte sérieuse à laquelle on ne peut se soustraire. Mais il est de la plus haute importance pour éviter les pertes de charge d'assurer à la vapeur d'échappement les passages les plus larges possibles. Cette condition est une des plus grandes difficultés que l'on rencontre pour l'établissement des nouvelles machines.

On voit sur le diagramme entropique que si les trois cylindres d'une même machine fournissaient le même travail avec le même rendement, la chute de température serait à peu près la même dans chacun d'eux. Ce fait résulte de la faible inclinaison de la ligne OS_f. En réalité, si les travaux sont également répartis entre les cylindres, la chute de température est plus grande dans le dernier parce que le rendement y est moindre. La détente y est moins complète et l'effet des parois est beaucoup plus prononcé à cause du plus grand développement des surfaces et du titre moins élevé de la vapeur.

Il y a lieu de remarquer d'autre part la valeur insignifiante de la perte due à la compression incomplète, bien que dans le cas des exemples choisis, la compression, au moins dans les grands cylindres, soit loin d'avoir une valeur suffisante pour ramener à bout de course la pression à sa valeur initiale.

Cette particularité tient à la faible chute de température dans chaque cylindre.

Eu égard à la valeur importante de la perte due à l'échappement et à l'effet insignifiant de la compression incomplète, nous avons été amené à cette conclusion qu'il doit être avantageux, dans une machine dont la course de tiroir est très limitée, d'augmenter autant que possible les passages d'évacuation des grands cylindres, quitte à sacrifier la compression.

Dans ce but, nous avons coupé les talons des bagues d'échappement des tiroirs des grands cylindres du *Lavoisier*. Il est facile de se rendre compte de l'effet ainsi obtenu en comparant les diagrammes obtenus à l'allure maximum

à ceux de la machine du *Galilée* dont les dispositions sont par ailleurs identiques. La perte due à l'échappement a été réduite de 0,27 à 0,245. La perte due aux effets de parois est, il est vrai, un peu plus forte qu'au *Galilée*, mais la balance s'établit nettement en faveur du *Lavoisier* (1).

D'une manière générale, étant donné que les conditions d'établissement des machines des bâtiments de guerre modernes limitent nécessairement au-dessous des chiffres les plus favorables les passages offerts à la vapeur, il semble qu'il y a intérêt, en principe, à donner au découvrement des orifices les plus grandes valeurs possibles, sans s'inquiéter des conséquences qui en résultent pour les compressions et les avances, l'influence des conditions de régulation aux extrémités de course étant négligeable par rapport à l'effet nuisible des étranglements.

Enfin, il est facile de voir sur les diagrammes donnés comme exemple, combien est faible la fraction de la perte due aux effets mécaniques, récupérée par suite de l'assèchement de la vapeur. La chaleur ainsi produite passe presque tout entière au condenseur.

2° *Effets calorifiques.* — Les effets calorifiques, tels qu'ils sont déterminés par les coefficients du Tableau, comprennent le rayonnement extérieur, les effets de parois et les fuites.

Les fuites ne peuvent se reconnaître que par les anomalies que l'on constate en comparant entre eux les diagrammes d'un certain nombre de machines. Il est évident que pour les exemples que nous avons choisis, elles sont en général très faibles.

D'une manière générale, il faut reconnaître que l'ensemble des effets calorifiques donne lieu à une perte très faible. Il en est donc ainsi, en particulier, des effets de parois dont l'importance est si considérable sur les machines monocylindriques et même sur les machines compound.

Dans les machines que nous avons étudiées, ces effets n'atteignent une valeur appréciable que pour les cylindres BP à cause du plus grand développement des surfaces de contact et du titre moins élevé de la vapeur.

Les essais qui figurent au Tableau ont été effectués dans des conditions de réchauffage très variées. Les essais du *Carnot* (15 janvier 1897) et du *Forban* ont été effectués avec réchauffage des enveloppes à l'aide de vapeur vive; pour les essais du *Carnot* du 5 et du 29 décembre 1896, les essais du *Du Chayla*,

(1) La diminution de la compression a eu, d'autre part, au point de vue mécanique, l'avantage de supprimer un choc au bout de course HV qui existait sur le *Galilée*. Il peut sembler étrange *a priori* que la diminution de la compression dans un cylindre BP puisse adoucir le changement de portage. Ce résultat peut s'expliquer néanmoins par ce fait que la diminution du recouvrement de la bague BV a eu pour effet d'augmenter l'avance à l'évacuation du côté BV, c'est-à-dire de diminuer la poussée sur le piston au bout de course HV. La disparition du choc doit être attribuée à la prédominance de ce dernier effet; l'examen des diagrammes a montré, d'autre part, que l'augmentation de l'avance à l'évacuation n'avait eu aucun inconvénient au point de vue économique.

du *Galilée*, du *Lavoisier*, le réchauffage était effectué à l'aide de vapeur morte; pour l'essai du *Charles-Martel* et du *Descartes* les enveloppes n'étaient pas réchauffées; enfin, pour l'essai du *Bouvet*, elles étaient mises en communication avec le condenseur.

Les résultats sont à peu près les mêmes dans tous les cas.

Il est donc permis de conclure que la réduction de chute de température dans chaque cylindre due à l'emploi de la triple expansion a diminué dans une proportion très notable les effets de parois si importants dans les anciennes machines marines, et que par suite la question des enveloppes de vapeur est devenue elle-même beaucoup moins importante que par le passé.

Il serait inexact de nier, en principe, l'efficacité des enveloppes de vapeur et surtout de leur attribuer une influence fâcheuse au point de vue économique. En examinant de près les diagrammes entropiques, on voit que si la différence entre les effets de parois des machines réchauffées et de celles qui ne l'ont pas été, est faible, elle est néanmoins à l'avantage des machines réchauffées. Si les autres ont pu donner des résultats d'ensemble plus économiques, cela tient à d'autres considérations. La comparaison des essais du *Carnot* (29 décembre 1896) et du *Charles-Martel* fournit à cet égard des indications très nettes.

Il semble donc qu'il y ait plutôt intérêt à continuer l'emploi du réchauffage, mais nous sommes franchement d'avis que les bénéfices à en attendre sont devenus trop peu importants pour qu'on doive maintenir les dispositifs de réchauffage entraînant une complication sérieuse dans l'établissement des machines, tels que sont, par exemple, les enveloppes latérales des cylindres. Ces enveloppes exigent en effet l'installation de chemises rapportées qui augmentent l'encombrement des cylindres, qui sont lourdes, difficiles à ajuster et dont le joint est difficile à rendre et surtout à maintenir étanche. Leur présence complique l'installation des conduits de vapeur. L'efficacité théorique des enveloppes latérales est d'ailleurs moins importante que celle des fonds et couvercles, surtout pour les cylindres BP pour lesquels le réchauffage est le plus utile.

On peut invoquer en faveur du maintien des chemises rapportées, la possibilité d'avoir une surface de frottement meilleure en construisant ces chemises en fonte plus dure que celle du cylindre. Mais il faut convenir que cette question a beaucoup perdu de son importance par suite de l'adoption générale des bagues en bronze spécial avec lesquelles l'usure des cylindres est peu à craindre.

D'ailleurs la pellicule d'eau qui recouvre les parois non réchauffées est éminemment propice au lubrifiage.

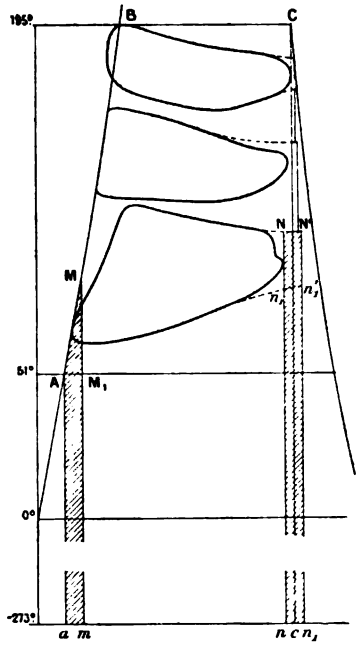
Tout porte à croire qu'on obtiendrait des résultats satisfaisants en supprimant l'enveloppe latérale et en réchauffant énergiquement les fonds et les couvercles à l'aide de vapeur vive, ce qui pourrait alors se faire sans inconvénients.

Il n'est pas inutile, enfin, de faire remarquer que la faible importance des effets de parois explique dans une certaine mesure pourquoi les réductions de courses de piston admises dans les machines modernes n'ont pas eu pratiquement, au point de vue économique, l'influence fâcheuse qu'on semblait craindre *a priori*.

3° *Titre de la vapeur.* — Nous indiquons sur le Tableau les titres maxima de la vapeur dans les cylindres tels qu'ils résultent des diagrammes. L'eau étant en partie déposée sur les parois, le mélange n'est pas homogène; le titre indiqué représente la proportion maximum de vapeur sèche. La détente adiabatique et les effets de parois du cylindre considéré tendent à diminuer cette proportion, que les effets mécaniques et calorifiques antérieurs tendent, au contraire, à augmenter. Pratiquement, la proportion de vapeur sèche va en diminuant dans les cylindres successifs, ce qui explique pourquoi, dans le cas où les chaudières envoient de la vapeur humide, les claquements se produisent d'abord dans les grands cylindres.

4° *Réchauffage de l'eau d'alimentation.* — Nous donnons (*fig.* 16), comme exemple, deux séries de diagrammes des machines du *Forban* qui sont mu-

Fig. 16.



nies de réchauffeurs d'eau d'alimentation, alimentés par de la vapeur prise au second réservoir. Nous allons montrer qu'il est facile, sur ces diagrammes, d'apprécier l'économie réalisée par ce système de réchauffage.

Soit M le point de la courbe d'entropie de l'eau correspondant à la température du réchauffage : la quantité de chaleur cédée à l'eau d'alimentation pour le réchauffage est mesurée par l'aire A*am*M.

La quantité de chaleur prélevée au second réservoir pour alimenter le réchauffeur est représentée par l'aire *n*NN'*n'*. Si l'on connaît le rendement du réchauffeur, on peut déterminer l'aire *n*NN'*n'*, connaissant A*am*M.

Pratiquement, la valeur de NN' est peu différente de AM_1.

La quantité de travail qu'on perd ainsi dans le grand cylindre est inférieure à celle qui correspond à l'aire $NN'n_1n'_1$. Elle est négligeable, si l'on tient compte surtout que la présence dans le cylindre d'une quantité de fluide supplémentaire eût augmenté la perte à l'échappement. Elle ne dépasserait pas 1 pour 100 du travail total pour les deux exemples que nous donnons.

Le bénéfice dû au réchauffage peut donc être mesuré par le rapport de la quantité de chaleur communiquée à l'eau par le réchauffeur à la quantité totale de chaleur fournie, c'est-à-dire par le rapport des aires $\frac{a\mathrm{AM}m}{a\mathrm{ABC}c}$.

On trouve ainsi pour le *Forban :*

0,08 pour l'essai du 21 octobre 1895 à grande allure;

0,10 » du 13 novembre 1895 à petite allure.

En diminuant dans ces proportions la quantité de vapeur ayant traversé la machine par cheval, on obtient la consommation de la machine fonctionnant suivant le cycle ordinaire dans les mêmes conditions économiques; on trouve ainsi $5^{kg},600$ pour l'essai du 21 octobre et $5^{kg},48$ pour l'essai du 13 novembre.

La proportion de vapeur ayant servi au réchauffage est mesurée par le rapport $\frac{\mathrm{NN}'}{\mathrm{A}'\mathrm{C}'}$. Elle est de 0,10 dans le premier cas et de 0,12 dans le second.

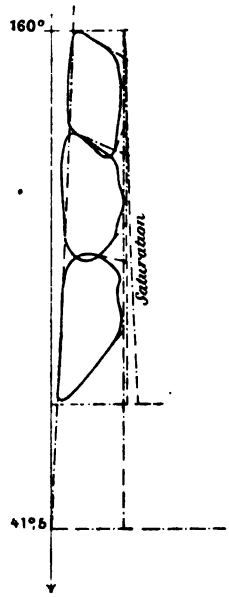
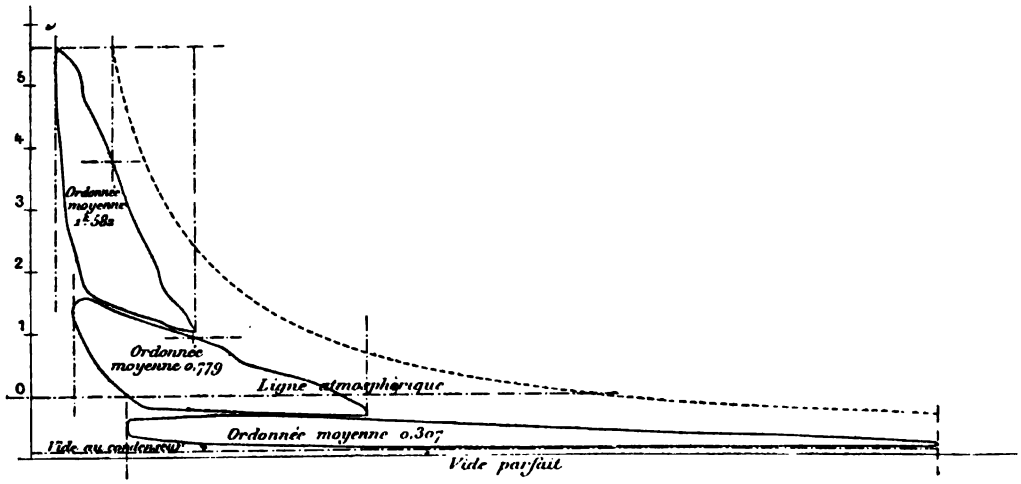


Diagramme totalisé.



Échelles.

Pressions.....	20 mm	pour 1kg
Volumes.....	100	pour 1mc
Températures.....	1	pour 1°
Entropie.....	31,1	par unité

DESCARTES.

Chantiers de la Loire (chaudières Belleville).

Essai du 25 août 1896 (machine bâbord).

COURBES N° 2.

Ordonnée moyenne du diagramme totalisé	p	$0^{kg},922$
Ordonnée moyenne du diagramme théorique ayant pour origine la pression au cylindre HP	π	$2^{kg},580$
Rapport	$\frac{p}{\pi}$	0,356
Pression au cylindre HP (absolue)		$5^{kg},955$
Introduction au cylindre HP		0,40
Somme des chevaux		856^{chx}
Nombre de tours		84
Vaporisation par kilogramme de charbon		$9^{lit},2$
Consommation de vapeur par cylindrée		$0^{kg},482$
Consommation d'eau par cheval-heure	k	$5^{kg},70$
Consommation théorique par cheval	K	$4^{kg},1$
Rendement spécifique	$\frac{K}{k}$	0,72
Pertes de rendement	$1-\frac{K}{k}$	0,28

Répartition des pertes.

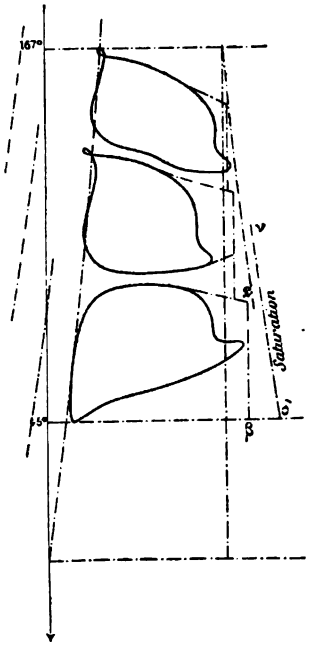
Effets mécaniques	Boîte à tiroirs HP	0,032
	Premier réservoir	0,009
	Second réservoir	0,023
	Échappement	0,132
Total des pertes dues aux effets mécaniques		0,196
Effets de parois	Cylindre HP	0,020
	Cylindre MP	0,020
	Cylindre BP	0,044
Total des pertes dues aux effets de parois		0,084
Titre maximum de la vapeur	Cylindre HP	»
	Cylindre MP	»
	Cylindre BP	»

CARNOT.

Indret (chaudières Lagrafel et d'Allest).

Essai du 15 *janvier* 1897 (*machine tribord*).

COURBES N° 9.



Nota. — Les pompes à air évacuent au second réservoir à raison de $0^{kg},072$ d'eau par cylindrée de la machine principale. La droite $\mathcal{L}\beta$ et la courbe $\nu\delta$ tiennent compte de ce poids d'eau supplémentaire.

Ordonnée moyenne du diagramme totalisé	p	$0^{kg},865$
Ordonnée moyenne du diagramme théorique ayant pour origine la pression au cylindre HP	π	$2^{kg},050$
Rapport	$\frac{p}{\pi}$	0,422
Pression au cylindre HP (absolue)		$6^{kg},783$
Introduction au cylindre HP		0,50
Somme des chevaux		1545^{ch}
Nombre de tours		63
Vaporisation par kilogramme de charbon		$9^{kl},7$
Consommation de vapeur par cylindrée		$1^{kg},21$
Consommation d'eau par cheval-heure	k	$5^{kg},91$
Consommation théorique par cheval	K	$4^{kg},05$
Rendement spécifique	$\frac{K}{k}$	0,685
Pertes de rendement	$1-\frac{K}{k}$	0,315

Répartition des pertes.

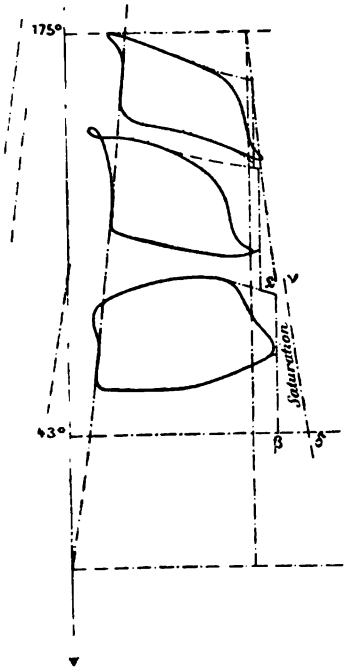
Effets mécaniques	Boîte à tiroirs HP	0,065
	Premier réservoir	0,032
	Second réservoir	0,057
	Échappement	0,085
Total des pertes dues aux effets mécaniques		0,239
Effets de parois	Cylindre HP	0,013
	Cylindre MP	0,037
	Cylindre BP	0,026
Total des pertes dues aux effets de parois		0,076
Titre maximum de la vapeur	Cylindre HP	0,99
	Cylindre MP	0,85
	Cylindre BP	0,80

CARNOT.

Indret (chaudières Lagrafel et d'Allest).

Essai du 15 *janvier* 1897 (*machine bâbord*).

Courbes n° 9.

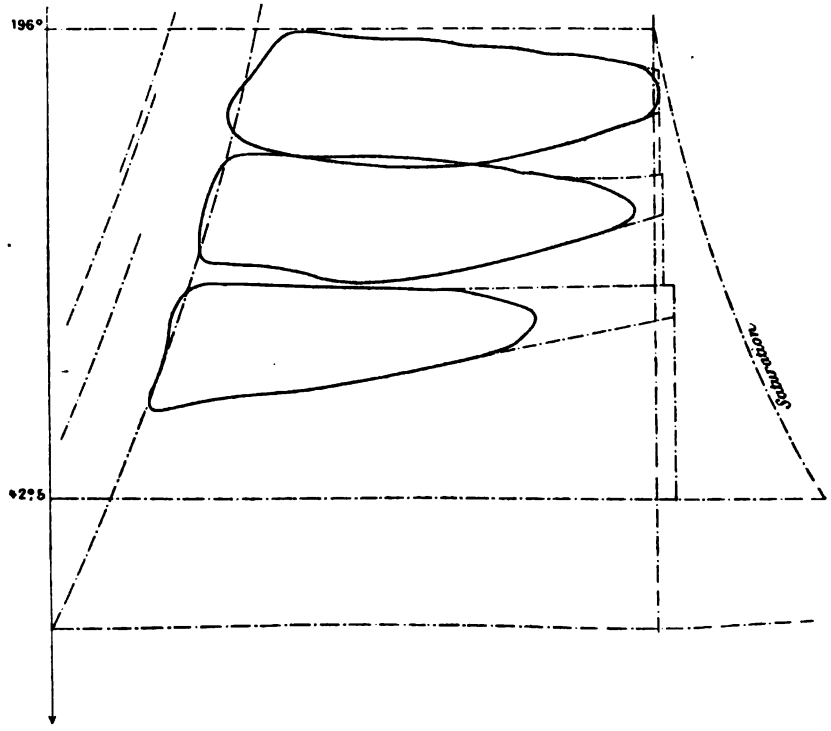


Nota. — Les pompes à air évacuent au second réservoir à raison de 0kg,072 d'eau par cylindrée de la machine principale. La droite ℒβ et la courbe νδ tiennent compte de ce poids d'eau supplémentaire.

Ordonnée moyenne du diagramme totalisé	p	0kg,879
Ordonnée moyenne du diagramme théorique ayant pour origine la pression au cylindre HP	π	2kg,488
Rapport	$\frac{p}{\pi}$	0,353
Pression au cylindre HP (absolue)		8kg,233
Introduction au cylindre HP		0,40
Somme des chevaux		1610chx
Nombre de tours		64,6
Vaporisation par kilogramme de charbon		9lit,7
Consommation de vapeur par cylindrée		1kg,21
Consommation d'eau par cheval-heure	k	5kg,80
Consommation théorique par cheval	K	3kg,85
Rendement spécifique	$\frac{K}{k}$	0,663
Pertes de rendement	$1-\frac{K}{k}$	0,337

Répartition des pertes.

Effets mécaniques	Boîte à tiroirs HP	0,046
	Premier réservoir	0,034
	Second réservoir	0,081
	Échappement	0,127
Total des pertes dues aux effets mécaniques		0,288
Effets de parois	Cylindre HP	0,008
	Cylindre MP	0,030
	Cylindre BP	0,011
Total des pertes dues aux effets de parois		0,049
Titre maximum de la vapeur	Cylindre HP	1,00
	Cylindre MP	0,93
	Cylindre BP	0,90


196°
+2°5
Déformation

CHARLES-MARTEL

Creusot (chaudières Lagrafel et d'Allest).

Essai du 5 *mai* 1897 (*machine bâbord*).

COURBES N° 10.

Ordonnée moyenne du diagramme totalisé	p	$2^{kg},806$
Ordonnée moyenne du diagramme théorique ayant pour origine la pression au cylindre HP	π	$5^{kg},037$
Rapport	$\frac{p}{\pi}$	0,557
Pression au cylindre HP (absolue)		$13^{kg},129$
Introduction au cylindre HP		0,693
Somme des chevaux		754^{chx}
Nombre de tours		97,6
Vaporisation par kilogramme de charbon		$8^{lit},4$
Consommation de vapeur par cylindrée		$4^{kg},200$
Consommation d'eau par cheval-heure	k	$6^{kg},500$
Consommation théorique par cheval	K	$3^{kg},480$
Rendement spécifique	$\frac{K}{k}$	0,535
Pertes de rendement	$1-\frac{K}{k}$	0,465

Répartition des pertes.

Effets mécaniques	Boîte à tiroirs HP	0,037
	Premier réservoir	0,029
	Second réservoir	0,055
	Échappement	0,303
Total des pertes dues aux effets mécaniques		0,424
Effets de parois	Cylindre HP	0,000
	Cylindre MP	0,008
	Cylindre BP	0,033
Total des pertes dues aux effets de parois		0,041
Titre maximum de la vapeur	Cylindre HP	0,98
	Cylindre MP	0,89
	Cylindre BP	0,68

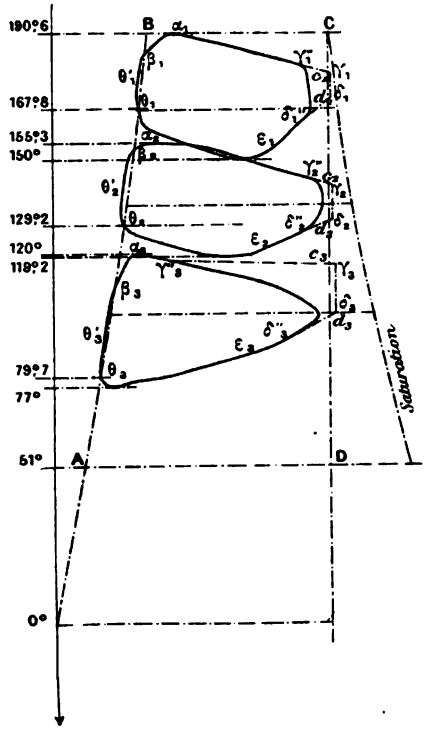
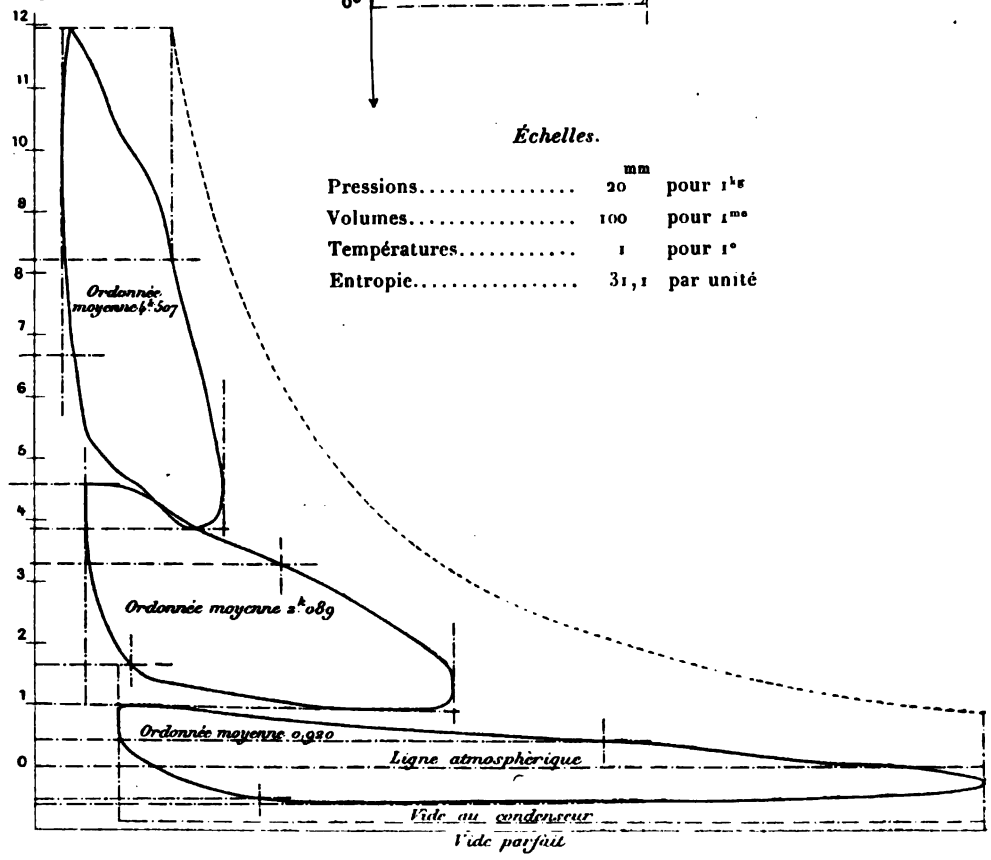


Diagramme totalisé.



Échelles.

Pressions.....	20 mm	pour 1kg
Volumes.....	100	pour 1mc
Températures.....	1	pour 1°
Entropie.....	31,1	par unité

DU CHAYLA.

Indret (chaudières Lagrafel et d'Allest).

Essai du 25 *octobre* 1897 (*machine tribord*).

COURBES N° 11.

Ordonnée moyenne du diagramme totalisé	p	$2^{kg},657$
Ordonnée moyenne du diagramme théorique ayant pour origine la pression au cylindre HP	π	$5^{kg},023$
Rapport	$\frac{p}{\pi}$	0,529
Pression au cylindre HP (absolue)		$13^{kg},025$
Introduction au cylindre HP		0,67
Somme des chevaux		5022^{ch}
Nombre de tours		149
Vaporisation par kilogramme de charbon		$7^{lit},9$
Consommation de vapeur par cylindrée		$1^{kg},940$
Consommation d'eau par cheval-heure	k	$6^{kg},900$
Consommation théorique par cheval	K	$3^{kg},900$
Rendement spécifique	$\frac{K}{k}$	0,570
Pertes de rendement	$1-\frac{K}{k}$	0,430

Répartition des pertes.

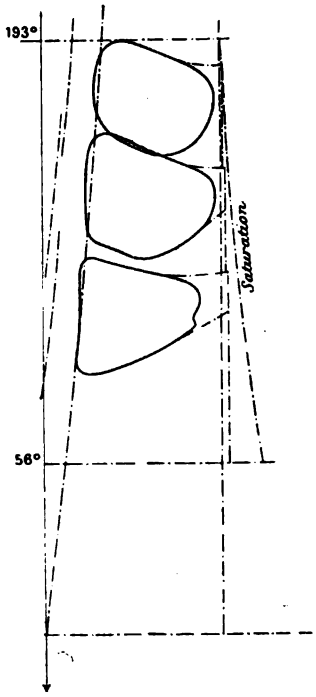
Effets mécaniques	Boîte à tiroirs HP	0,031
	Premier réservoir	0,024
	Second réservoir	0,040
	Échappement	0,274
Total des pertes dues aux effets mécaniques		0,369
Effets de parois	Cylindre HP	0,008
	Cylindre MP	0,016
	Cylindre BP	0,037
Total des pertes dues aux effets de parois		0,061
Titre maximum de la vapeur	Cylindre HP	»
	Cylindre MP	»
	Cylindre BP	»

GALILÉE.

Indret (chaudières Belleville).

Essai du 25 août 1897 (machine bâbord).

COURBES N° 11.



Ordonnée moyenne du diagramme totalisé	p	$2^{kg},900$
Ordonnée moyenne du diagramme théorique ayant pour origine la pression au cylindre HP	π	$5^{kg},061$
Rapport	$\frac{p}{\pi}$	0,573
Pression au cylindre HP (absolue)		$13^{kg},034$
Introduction au cylindre HP		0,65
Somme des chevaux		344^{chx}
Nombre de tours		164
Vaporisation par kilogramme de charbon		$7^{kg},4$
Consommation de vapeur par cylindrée		$1^{kg},220$
Consommation d'eau par cheval-heure	k	$6^{kg},98$
Consommation théorique par cheval	K	$3^{kg},95$
Rendement spécifique	$\frac{K}{k}$	0,565
Pertes de rendement	$1-\frac{K}{k}$	0,435

Répartition des pertes.

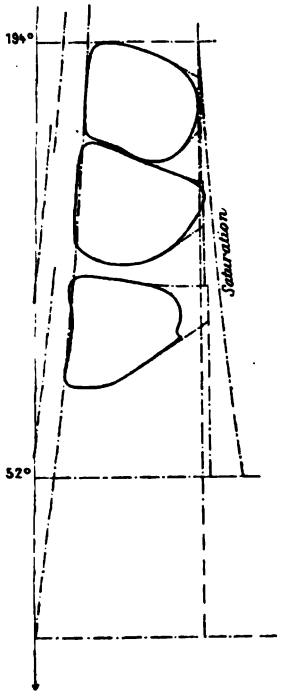
Effets mécaniques	Boîte à tiroirs HP	0,025
	Premier réservoir	0,041
	Second réservoir	0,058
	Échappement	0,263
Total des pertes dues aux effets mécaniques		0,387
Effets de parois	Cylindre HP	0,008
	Cylindre MP	0,006
	Cylindre BP	0,030
Total des pertes dues aux effets de parois		0,044
Titre maximum de la vapeur	Cylindre HP	0,95
	Cylindre MP	0,97
	Cylindre BP	0,79

GALILÉE.

Indret (chaudières Belleville).

Essai du 25 août 1897 (machine tribord).

COURBES N° 11.



Ordonnée moyenne du diagramme totalisé	p	$2^{kg},794$
Ordonnée moyenne du diagramme théorique ayant pour origine la pression au cylindre HP	π	$5^{kg},061$
Rapport	$\frac{p}{\pi}$	0,552
Pression au cylindre HP (absolue)		$13^{kg},034$
Introduction au cylindre HP		0,65
Somme des chevaux		3322^{chx}
Nombre de tours		164
Vaporisation par kilogramme de charbon		$7^{lit},4$
Consommation de vapeur par cylindrée		$1^{kg},13$
Consommation d'eau par cheval-heure	k	$6^{kg},70$
Consommation théorique par cheval	K	$3^{kg},78$
Rendement spécifique	$\frac{K}{k}$	0,565
Pertes de rendement	$1-\frac{K}{k}$	0,435

Répartition des pertes.

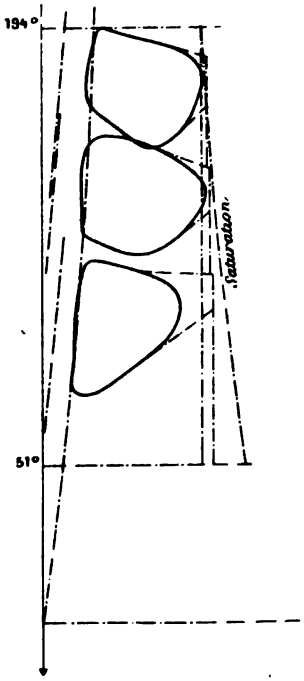
Effets mécaniques	Boîte à tiroirs HP	0,031
	Premier réservoir	0,032
	Second réservoir	0,052
	Échappement	0,270
Total des pertes dues aux effets mécaniques		0,385
Effets de parois	Cylindre HP	0,015
	Cylindre MP	0,005
	Cylindre BP	0,034
Total des pertes dues aux effets de parois		0,054
Titre maximum de la vapeur	Cylindre HP	0,96
	Cylindre MP	0,96
	Cylindre BP	0,77

LAVOISIER.

Indret (chaudières Belleville).

Essai du 19 *mars* 1898 (*machine tribord*).

Courbes n° 3.



Ordonnée moyenne du diagramme totalisé	p	$2^{kg},893$
Ordonnée moyenne du diagramme théorique ayant pour origine la pression au cylindre HP	π	$4^{kg},928$
Rapport	$\frac{p}{\pi}$	0,587
Pression au cylindre HP (absolue)		$13^{kg},039$
Introduction au cylindre HP		0,66
Somme des chevaux		360^{chx}
Nombre de tours		173
Vaporisation par kilogramme de charbon		$7^{kil},8$
Consommation de vapeur par cylindrée		$1^{kg},12$
Consommation d'eau par cheval-heure	k	$6^{kg},500$
Consommation théorique par cheval	K	$3^{kg},75$
Rendement spécifique	$\frac{K}{k}$	0,578
Pertes de rendement	$1 - \frac{K}{k}$	0,422

Répartition des pertes.

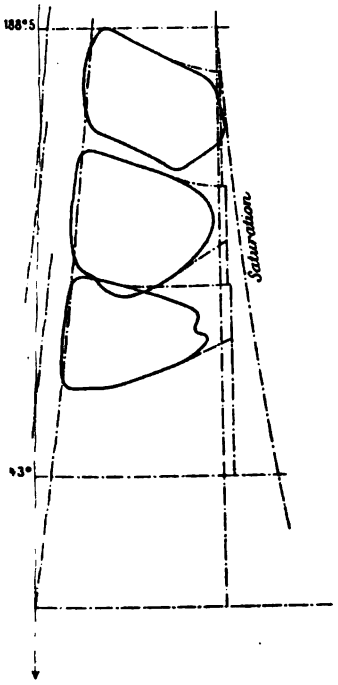
Effets mécaniques	Boîte à tiroirs HP	0,029
	Premier réservoir	0,030
	Second réservoir	0,061
	Échappement	0,245
Total des pertes dues aux effets mécaniques		0,365
Effets de parois	Cylindre HP	0,003
	Cylindre MP	0,005
	Cylindre BP	0,040
Total des pertes dues aux effets de parois		0,048
Titre maximum de la vapeur	Cylindre HP	0,98
	Cylindre MP	0,94
	Cylindre PB	0,73

BOUVET.

Indret (chaudières Belleville).

Essai des 10 *et* 11 *juin* 1898 (*machine centrale*).

COURBES N° 17.



Ordonnée moyenne du diagramme totalisé	p	$1^{kg},938$
Ordonnée moyenne du diagramme théorique ayant pour origine la pression au cylindre HP	π	$4^{kg},254$
Rapport	$\frac{p}{\pi}$	0,456
Pression au cylindre HP (absolue)		$13^{kg},037$
Introduction au cylindre HP		0,55
Somme des chevaux		2925^{chx}
Nombre de tours		106,6
Vaporisation par kilogramme de charbon		$9^{lit},6$
Consommation de vapeur par cylindrée		$1^{kg},32$
Consommation d'eau par cheval-heure	k	$5^{kg},78$
Consommation théorique par cheval	K	$3^{kg},60$
Rendement spécifique	$\frac{K}{k}$	0,623
Pertes de rendement	$1-\frac{K}{k}$	0,377

Répartition des pertes.

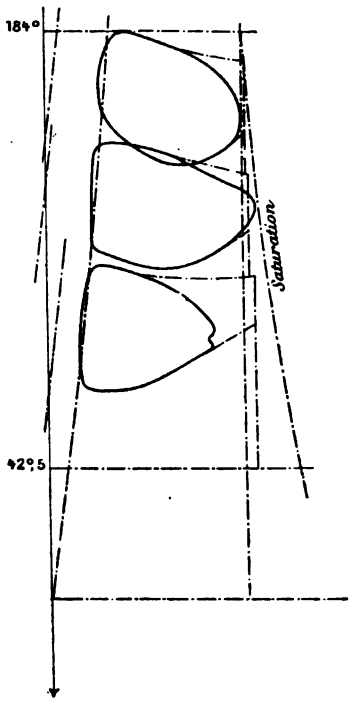
Effets mécaniques	Boîte à tiroirs HP	0,039
	Premier réservoir	0,035
	Second réservoir	0,020
	Échappement	0,229
Total des pertes dues aux effets mécaniques		0,323
Effets de parois	Cylindre HP	0,006
	Cylindre MP	0,011
	Cylindre BP	0,038
Total des pertes dues aux effets de parois		0,055
Titre maximum de la vapeur	Cylindre HP	0,98
	Cylindre MP	0,89
	Cylindre BP	0,79

BOUVET.

Indret (chaudières Belleville).

Essai des 10 *et* 11 *juin* 1898 (*machine tribord*).

Courbes n° 17.



Ordonnée moyenne du diagramme totalisé	p	1kg,[illegible]
Ordonnée moyenne du diagramme théorique ayant pour origine la pression au cylindre HP	π	4kg,[illegible]
Rapport	$\frac{p}{\pi}$	0,[illegible]
Pression au cylindre HP (absolue)		13kg,[illegible]
Introduction au cylindre HP		0,55
Somme des chevaux		30[illegible]
Nombre de tours		1[illegible],8
Vaporisation par kilogramme de charbon		9kg,0
Consommation de vapeur par cylindrée		1kg,[illegible]
Consommation d'eau par cheval-heure	k	5kg,[illegible]
Consommation théorique par cheval	K	3kg,[illegible]
Rendement spécifique	$\frac{K}{k}$	0,[illegible]
Pertes de rendement	$1-\frac{K}{k}$	0,[illegible]

Répartition des pertes.

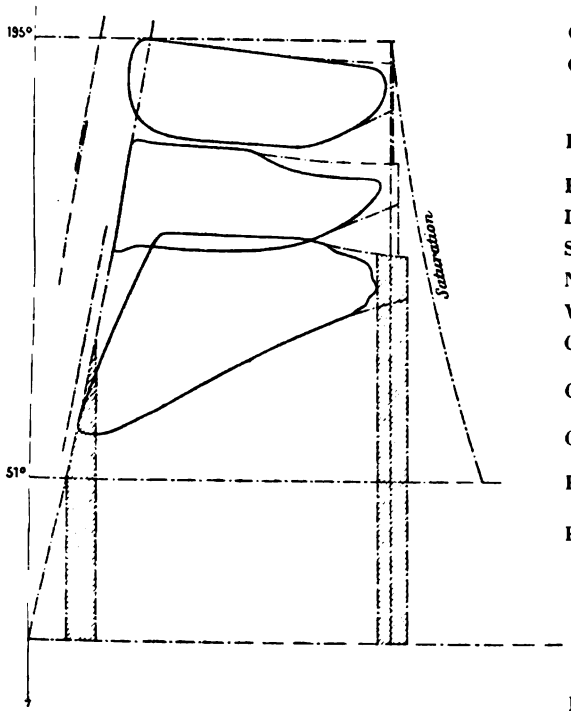
Effets mécaniques	Boîte à tiroirs HP	0,022
	Premier réservoir	0,018
	Second réservoir	0,0[illegible]
	Échappement	0,2[illegible]5
Total des pertes dues aux effets mécaniques		0,2[illegible]
Effets de parois	Cylindre HP	0,013
	Cylindre MP	0,0[illegible]
	Cylindre BP	0,0[illegible]
Total des pertes dues aux effets de parois		0,0[illegible]
Titre maximum de la vapeur	Cylindre HP	0,[illegible]
	Cylindre MP	0,[illegible]
	Cylindre BP	0,[illegible]

FORBAN.

Normand (chaudières Normand).

Essai du 21 *octobre* 1895 (*machine tribord*).

COURBES N° 6.



Nota. — La partie hachée représente la quantité de vapeur soustraite pour le réchauffage et retirée du cycle pour la mesure de l'effet de parois du cylindre BP et de la perte due à l'échappement.

Ordonnée moyenne du diagramme totalisé..	p	$4^{kg},450$
Ordonnée moyenne du diagramme théorique ayant pour origine la pression au cylindre HP	π	$6^{kg},235$
Rapport.....	$\frac{p}{\pi}$	0,714
Pression au cylindre HP (absolue).....		$13^{kg},288$
Introduction au cylindre HP.....		0,710
Somme des chevaux.....		1685^{chx}
Nombre de tours.....		334,1
Vaporisation par kilogramme de charbon.....		»
Consommation de vapeur par cylindrée.....		$0^{kg},255$
Consommation d'eau par cheval-heure..	k	$6^{kg},100$ / $5^{kg},600$
Consommation théorique par cheval....	K	$3^{kg},750$
Rendement spécifique.....	$\frac{K}{k}$	0,670
Pertes de rendement.....	$1-\frac{K}{k}$	0,330

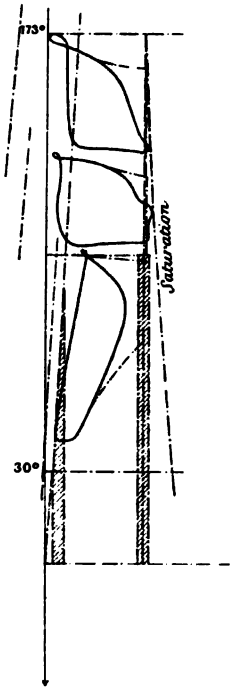
Répartition des pertes.

Effets mécaniques.....	Boîte à tiroirs HP.	0,019
	Premier réservoir.	0,030
	Second réservoir..	0,049
	Échappement.....	0,213
Total des pertes dues aux effets mécaniques.		0,311
Effets de parois.....	Cylindre HP.....	0,000
	Cylindre MP.....	0,012
	Cylindre BP.....	0,007
Total des pertes dues aux effets de parois...		0,019
Titre maximum de la vapeur.	Cylindre HP.....	0,97
	Cylindre MP.....	0,91
	Cylindre BP.....	0,84

FORBAN.

Normand (chaudières Normand).

Essai du 13 *novembre* 1895 (*machine tribord*).



Nota. — La partie hachée représente la quantité de vapeur soustraite pour le réchauffage et retirée du cycle pour la mesure de l'effet de parois du cylindre BP et de la perte due à l'échappement.

COURBES N° 2 *bis*.

Ordonnée moyenne du diagramme totalisé	p	$1^{kg},146$
Ordonnée moyenne du diagramme théorique ayant pour origine la pression au cylindre HP	π	$2^{kg},685$
Rapport	$\frac{p}{\pi}$	0,427
Pression au cylindre HP (absolue)		$8^{kg},021$
Introduction au cylindre HP		0,430
Somme des chevaux		$213^{chx},4$
Nombre de tours		164,3
Vaporisation par kilogramme de charbon		»
Consommation de vapeur par cylindrée		0,066
Consommation d'eau par cheval-heure	k	$6^{kg},100$ / $5^{kg},480$
Consommation théorique par cheval	K	$3^{kg},560$
Rendement spécifique	$\frac{K}{k}$	0,650
Pertes de rendement	$1-\frac{K}{k}$	0,350

Répartition des pertes.

Effets mécaniques	Boîte à tiroirs HP	0,042
	Premier réservoir	0,026
	Second réservoir	0,070
	Échappement	0,141
Total des pertes dues aux effets mécaniques		0,279
Effets de parois	Cylindre HP	0,014
	Cylindre MP	0,000
	Cylindre BP	0,057
Total des pertes dues aux effets de parois		0,071
Titre maximum de la vapeur	Cylindre HP	1,00
	Cylindre MP	0,99
	Cylindre BP	0,67

NOTE

AU SUJET

DE L'ÉVALUATION DU RENDEMENT ÉCONOMIQUE

DES MACHINES A VAPEUR,

PAR M. LELONG,
Ingénieur des Constructions navales.

Dans une Note précédente au sujet de l'application du diagramme entropique à l'étude des machines à vapeur à expansion multiple, nous avons été amené à caractériser le degré de perfection économique d'une machine par le rapport $\frac{K}{k}$; k étant la consommation de vapeur par cheval de la machine considérée; K la consommation de vapeur de la machine parfaite fonctionnant entre les mêmes températures extrêmes.

L'*Institution of Civil Engineers* de Londres vient de proposer, en vue du même objet, l'adoption de deux coefficients dont l'un, désigné sous le nom de *rendement spécifique,* se trouve être précisément celui dont nous venons de rappeler la définition.

Cette circonstance nous conduit à revenir sur cette question et à préciser, à l'instar de ce qui vient d'être fait en Angleterre, les règles qui pourraient être adoptées pour l'étude thermique de nos machines.

Les règles proposées par l'*Institution of Civil Engineers* peuvent se résumer ainsi (voir *Bulletin de la Société d'Encouragement pour l'Industrie nationale,* octobre 1898; p. 1349 et suiv.) :

1° On appellera *rendement thermique d'un moteur* le rapport de la chaleur utilisée en travail sur les pistons à la chaleur fournie au moteur.

2° On prendra comme type étalon de comparaison un moteur idéal fonctionnant suivant le cycle de Rankine entre les mêmes limites de températures que la machine essayée.

3° On appellera *rendement spécifique du moteur* le rapport entre son rendement thermique et celui du cycle de Rankine.

Le cycle de Rankine est celui que nous avons désigné, suivant l'usage établi en France, sous le nom de *cycle de la machine parfaite* et dont la *fig.* 1

donne le diagramme entropique pour le cas de la vapeur saturée (A_1ABB_1). Pour le cas de la vapeur surchauffée, le cycle de Rankine (ou de la machine

Fig. 1.

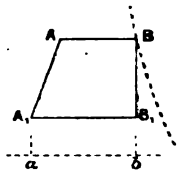
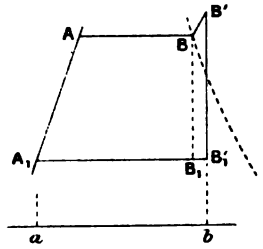


Fig. 2.



parfaite) doit être complété de la manière suivante (*fig.* 2) : le fluide ayant été amené en décrivant le cycle ordinaire A_1AB à l'état de vapeur saturée, est surchauffé à pression constante. Son point figuratif vient en B'. Le fluide est introduit sous cette forme dans le cylindre, est détendu adiabatiquement jusqu'en B'_1 et enfin condensé suivant B'_1A_1.

Dans le cas de la vapeur surchauffée, comme dans celui de la vapeur saturée, les quantités de chaleur fournies à chaque kilogramme de vapeur sont les mêmes pour la machine parfaite et pour la machine réelle; le rendement spécifique peut donc s'évaluer indistinctement soit par le rapport des calories dépensées, comme il résulte directement de la définition anglaise, soit par le rapport inverse des consommations de vapeur $\frac{K}{k}$. Nous retrouvons ainsi le coefficient dont nous avons rappelé la définition au début de cette Note.

Pour déterminer le rendement thermique et le rendement spécifique d'une machine donnée, il suffit de mesurer la consommation de vapeur de cette machine.

Le rendement thermique s'en déduit de la manière suivante :

La puissance de 1 cheval (75^{kgm} par seconde) équivaut à $\frac{270000}{425} = 635^{Cal},3$.

La chaleur dépensée par cheval est, d'autre part, égale à

$$k(606,5 + 0,305\,T_1 - T_2)$$

pour le cas de la vapeur saturée, et à

$$k[606,5 + 0,305\,T_1 - T_2 + C_s(T_s - T_{1'})]$$

pour la vapeur surchauffée, en désignant par

T_1 la température de la vapeur saturée à la pression d'admission;
T_2 la température d'échappement;
T_s la température de surchauffe;
C_s la chaleur spécifique de la vapeur surchauffée.

Par suite, l'expression du rendement thermique est égale à

$$\frac{635,3}{k(606,5 + 0,305\,T_1 - T_2)}$$

pour le cas de la vapeur saturée, et à

$$\frac{635,3}{k[606,5 + 0,305\,T_1 - T_2 + C_s(T_s - T_1)]}$$

pour le cas de la vapeur surchauffée.

La détermination du rendement spécifique peut se faire en divisant le rendement thermique du cycle de la machine essayée par le rendement thermique du cycle de la machine parfaite correspondante. Le rapport anglais donne pour calculer le rendement thermique de la machine parfaite des formules approchées et des courbes déduites de ces formules.

Mais nous ferons observer que l'abaque construit par M. Rateau et qui fournit la consommation exacte de vapeur par cheval correspondant au cycle de la machine parfaite, permet d'obtenir directement le rendement spécifique. L'emploi de cet abaque pour cet usage est d'autant plus commode que, pour beaucoup d'applications, le rendement spécifique qui caractérise la valeur des dispositions spéciales de l'appareil essayé, est le seul qui présente de l'intérêt. De plus, les résultats obtenus par cette méthode ont l'avantage d'être rigoureusement exacts.

Pour les machines à vapeur saturée, l'application de l'abaque Rateau est immédiate. Il suffit de diviser la consommation K déduite de cet abaque par la consommation k mesurée sur l'appareil essayé.

Pour les machines à vapeur surchauffée, il est nécessaire d'apporter une correction. Or, nous nous proposons de montrer que cette correction peut être obtenue très simplement à l'aide d'un deuxième abaque.

Cherchons à déterminer la consommation K′ de vapeur par cheval de la machine parfaite dont la vapeur est surchauffée de la température T_1 à la température T_s, la consommation K de la machine à vapeur saturée fonctionnant entre les températures T_1 et T_2 étant donnée par l'abaque Rateau.

Reprenons les notations ci-dessus et désignons par q le nombre de calories supplémentaires par kilogramme d'eau transformées en travail par le fait de la surchauffe.

La quantité de chaleur transformée en travail par kilogramme de vapeur est égale à $\frac{635,3}{K}$ pour la machine à vapeur saturée et à $\frac{635,3}{K'}$ pour la machine à vapeur surchauffée.

On a donc l'équation

$$(1) \qquad \frac{635,3}{K} + q = \frac{635,3}{K'}.$$

q est représenté par l'aire hachée $BB'B'_1B_1$ (*fig.* 3).

On a donc :

$$q = C_s \int_{T_1}^{T_s} \frac{(T - T_2)}{T} dT = C_s[(T_s - T_2 \log T_s) - (T_1 - T_2 \log T_1)],$$

et, si l'on pose

$$(2) \qquad y = T - T_2 \log T,$$

on a

$$q = C_s(y_s - y_1) = C_s A_y.$$

Pour chaque valeur attribuée à T l'équation (2) représente une ligne droite dont les coordonnées seraient T_2 et y.

Si l'on trace le faisceau de ces droites pour une série de valeurs de T, il

Fig. 3.

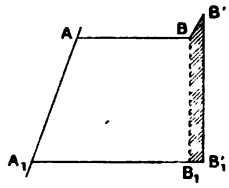
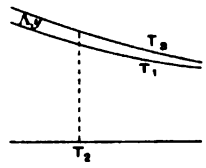


Fig. 4.



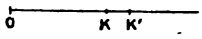
suffira pour chaque application de considérer les droites correspondant aux températures T_s et T_1 (*fig.* 4). A_y sera égal à la différence des ordonnées de ces droites pour la même valeur T_2 de l'abscisse.

$q = C_s . A_y$ peut donc se lire directement sur l'abaque d'après une échelle appropriée. On peut en déduire K' par l'équation (1).

On peut encore se dispenser de tout calcul en adjoignant à l'abaque une règle graduée établie d'après les considérations suivantes :

Portons sur une ligne droite (*fig.* 5), à partir d'une même origine, des longueurs proportionnelles à $\frac{635,3}{K}$ pour les différentes valeurs de K suscep-

Fig. 5.



tibles d'être rencontrées dans la pratique, et inscrivons sur la division marquant l'extrémité de chaque segment la valeur de K ayant servi à déterminer ce segment.

Il suffira de porter le segment $A_y = KK'$ mesuré sur l'abaque, à partir de la division K correspondant à l'exemple considéré.

$$(3) \qquad OK + q = OK'.$$

D'autre part,

$$OK = \frac{635,3}{K}, \qquad OK' = \frac{635,3}{K'}.$$

Donc en vertu de l'équation (3) la division correspondant au point K' donnera la consommation K' cherchée.

Exemple. — Soit à déterminer la consommation théorique de vapeur d'une machine parfaite admettant de la vapeur saturée d'abord à 200° (pression absolue 16^{kg}), puis surchauffée à 250°, l'échappement se faisant à la température de 40° (pression absolue $0^{kg},072$).

L'abaque Rateau indique une consommation de $3^{Cal},35$ par cheval pour la machine parfaite fonctionnant entre les pressions absolues de 16^{kg} et de $0^{kg},072$.

Mesurons d'autre part sur l'abaque de correction et pour l'abscisse 40° le segment d'ordonnée compris entre les droites 200° et 250° et reportons ce segment, dont la longueur est de 3^{mm}, sur la droite divisée à partir de $3^{Cal},35$. Nous trouvons ainsi que la valeur de K' est légèrement supérieure à 3,2.

La valeur de q est égale d'autre part à $3^{mm} \times 2,57 = 7^{Cal},71$.

Cette méthode suppose seulement que la chaleur spécifique de la vapeur surchauffée est constante. Or, les lois de la vapeur surchauffée sont encore assez mal connues. Mais la correction due à la surchauffe étant pratiquement faible, les variations de ce coefficient n'auraient qu'une influence négligeable.

Ce qu'il importerait avant tout de bien connaître, c'est une valeur moyenne de ce coefficient. L'abaque que nous avons construit et qui est annexé à cette Note a été établi en supposant $C_s = 0,48$. Si l'on était conduit à admettre une valeur différente pour C_s, il suffirait de changer l'échelle de l'abaque.

Nous annexons à cette Note une reproduction de l'abaque de M. Rateau avec l'indication du mode d'emploi de cet abaque qui peut être présenté sous deux formes.

Mode d'emploi des abaques des consommations théoriques de vapeur sèche.

Les deux abaques sont tracés sur les *fig.* 6 et 7. Pour le premier (*fig.* 6), la consommation K qui correspond à un groupe de valeurs de P et de p se trouve en voyant comment est placé, par rapport aux lignes obliques cotées, lignes d'égales consommations, le point dont l'abscisse est p sur l'échelle inférieure, et dont l'ordonnée est P sur les échelles latérales. Par interpolation graphique, soit à vue, soit mieux à l'aide d'un décimètre, on estime facilement K à quelques unités près sur la deuxième décimale, ce qui fait une approximation de moins de $\frac{1}{100}$, plus que suffisante pour les besoins de la pratique.

Ainsi, on trouve, pour $P = 5^{kg},4$ et $p = 1^{kg},1$ (absolus), que le point qui donne K tombe entre les lignes cotées 9 et 10, et tout près de cette dernière : la consommation K correspondante est voisine de $9^{kg},9$.

Dans le second abaque (*fig.* 7), les points P, p et K, des trois échelles,

Fig. 6.

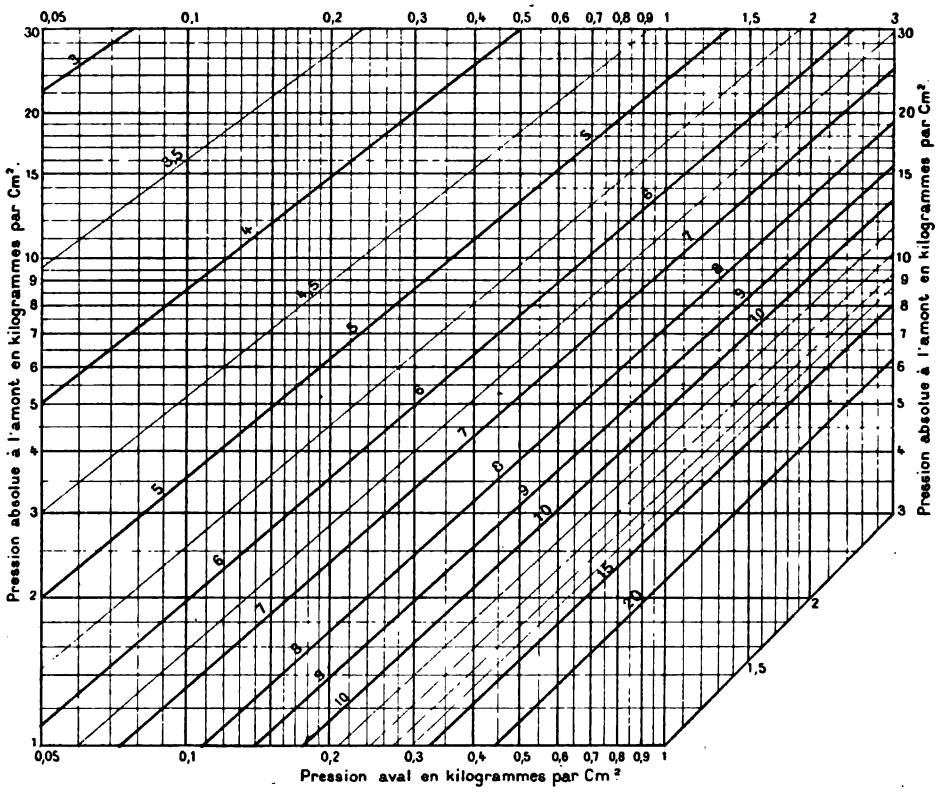
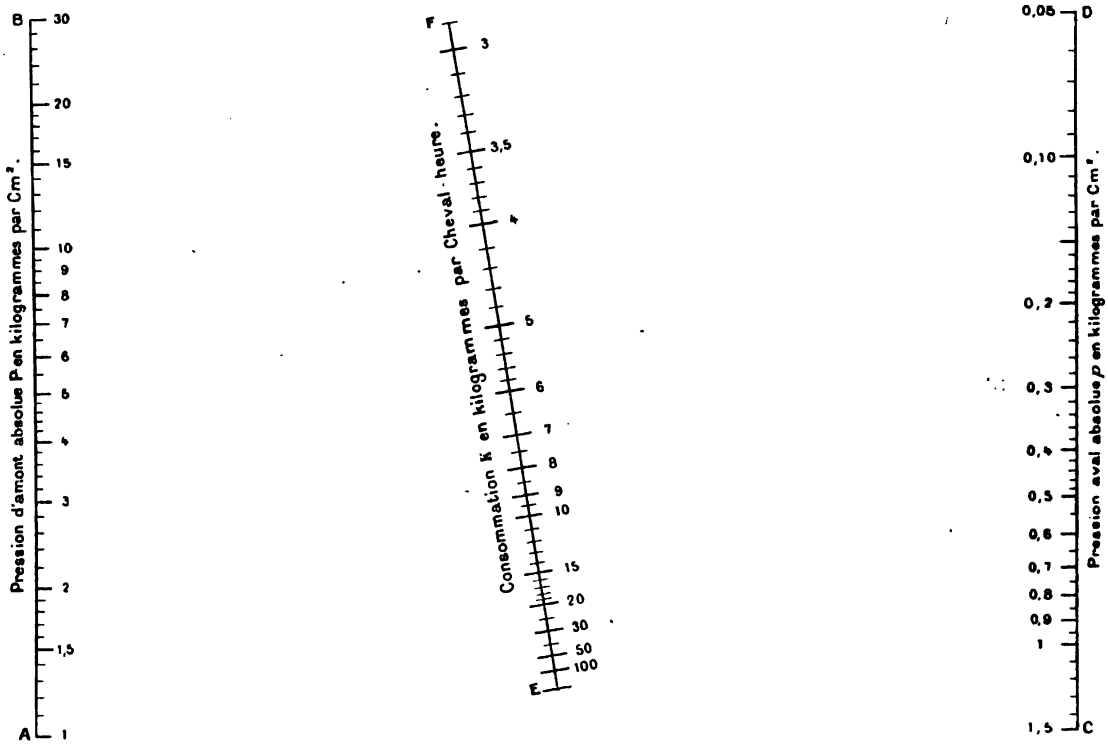
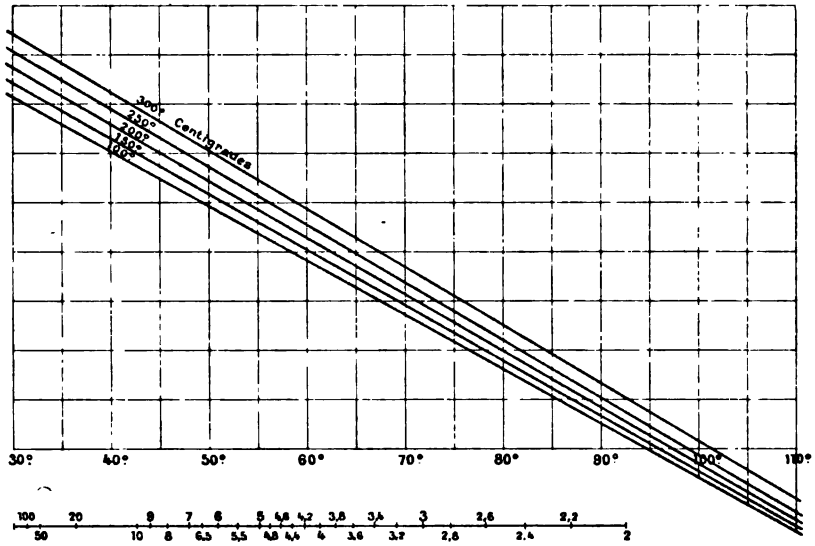

Pression absolue à l'amont en kilogrammes par Cm².
Pression absolue à l'amont en kilogrammes par Cm².
Pression aval en kilogrammes par Cm²

Fig. 7.


Pression d'amont absolue P en kilogrammes par Cm².
Consommation k en kilogrammes par Cheval-heure.
Pression aval absolue p en kilogrammes par Cm².

qui se correspondent, sont en ligne droite. Par conséquent, pour trouver **K**, il faut tirer une ligne droite, avec le bord d'une règle, ou avec un fil tendu,

Fig. 8.



Abaque des corrections pour le cas de la surchauffe.

joignant le point de l'échelle AB, à gauche, qui marque la pression **P**, à celui de l'échelle CD, à droite, qui marque *p*. Cette ligne droite coupe l'échelle oblique **EF** au point dont la cote, estimée à vue, donne **K**. Il faut, bien entendu, avoir soin, pour ce tracé, de tenir la feuille du dessin bien plane.

DU CALCUL DES VENTILATEURS

ET

DE LEUR INSTALLATION A BORD DES BATIMENTS DE GUERRE,

PAR M. LELONG,
Ingénieur des Constructions navales.

Ayant eu à nous occuper, à l'établissement d'Indret, de questions de ventilation assez délicates, nous avons eu recours aux études faites dans d'autres milieux, et notamment dans les mines, au sujet des mêmes questions. C'est ainsi que nous avons reconnu, en particulier, tout le parti que pouvaient fournir, pour nos applications, les principes et les formules dus à M. Rateau [1].

Nous avons été ainsi conduit à étudier des ventilateurs construits en vue du service à bord et renfermant des dispositions jusqu'ici peu usitées dans la Marine et dont l'efficacité nous a été démontrée par des expériences méthodiques.

Incidemment, nous avons été amené, au sujet de la résistance des conduits, à faire quelques expériences sur les pertes de charges dues aux coudes.

Ce sont les résultats de ces études que nous exposons ici, dans l'espoir qu'ils pourront être utiles aux ingénieurs ayant à traiter les questions si délicates relatives à la ventilation des navires.

Bien que les notions auxquelles nous avons fait appel soient publiées et commencent à se vulgariser, nous avons cru qu'il n'était pas inutile, pour la clarté de l'exposition, de les rappeler sommairement, au fur et à mesure des besoins.

Nous commencerons par l'étude des circuits de ventilation. Nous exposerons ensuite quelques principes généraux relatifs aux conditions d'installation des ventilateurs avec les applications que nous en avons faites. Nous indiquerons ensuite la marche à suivre qui nous semble la plus pratique pour l'étude de l'installation des ventilateurs à bord des bâtiments.

Enfin, nous terminerons par quelques considérations sur la ventilation des machines et des chaufferies, déduites des faits précédents.

---

(1) RATEAU, *Considérations sur les turbo-machines et particulièrement sur les ventilateurs* (*Bulletin de la Société de l'Industrie minérale*, 1892; *Comptes rendus de l'Académie des Sciences*, 1er juin 1896; *Revue de Mécanique*, juillet 1897 et suivants).

Étude des circuits.

Toute installation de ventilation ayant pour objet de renouveler l'air contenu dans une enceinte, suppose l'établissement d'un courant continu et régulier partant de l'atmosphère, traversant les locaux à desservir et retournant à l'atmosphère sous forme d'air vicié ou d'air combiné. La veine d'air, ainsi constituée, forme un circuit assimilable dans une certaine mesure à un circuit électrique empruntant la terre comme retour.

Le but des appareils de ventilation est de produire la force motrice nécessaire à la production et à l'entretien du courant d'air, et de canaliser ce courant.

On sait que l'énergie d'une veine fluide peut être caractérisée en chaque point par l'expression $H_s + \frac{v^2}{2g}$, H_s étant la pression statique exprimée en hauteur du fluide [1], v la vitesse au point considéré.

L'expression $H_s + \frac{v^2}{2g}$ est désignée généralement sous le nom de *pression dynamique du fluide*. On sait que, en vertu du théorème de Bernoulli, et abstraction faite de la pesanteur, elle reste constante pour une veine déterminée ne donnant lieu à aucune résistance.

La force motrice nécessaire à la production d'un courant consiste en un accroissement de pression dynamique qui sera successivement absorbée par différentes causes dépendant, pour un circuit déterminé, de la quantité d'air débitée par seconde et des dispositions spéciales qui caractérisent la résistance du circuit.

On est ainsi amené à définir la résistance d'un circuit par une relation entre le débit d'air par seconde q et la force motrice H nécessaire pour la production de ce débit.

Nous adopterons, comme mesure de la résistance, l'expression $\frac{2gH}{q^2}$ proposée par M. Rateau. Cette expression répond assez bien à la conception même de la résistance. Elle jouit des deux propriétés suivantes :

1° La résistance totale du circuit est égale à la somme des résistances des portions successives du même circuit. Cette proposition résulte évidemment de ce que le débit, c'est-à-dire le dénominateur, est le même dans l'expression de la résistance de toutes les portions du circuit.

2° La résistance, ainsi définie, est sensiblement constante pour un même circuit, quel que soit le débit; cette propriété résulte de ce que, ainsi que

---

[1] Dans tout ce qui va suivre, nous exprimerons les pressions d'air en mètres de hauteur du même fluide H ; l'expression ainsi considérée peut se déduire avec une exactitude suffisante de la pression h en millimètres d'eau par la formule $H = h \times 0,8$ toutes les fois qu'il ne s'agira pas spécialement d'air chaud.

nous le verrons, les pertes de charge de toute nature sont sensiblement proportionnelles au carré du débit.

L'expression $\frac{2gH}{q^2}$ offre l'inconvénient d'être une unité complexe; elle est de la forme $\frac{1}{L^4}$; aussi, dans beaucoup de cas, est-il commode de lui substituer la racine carrée de son inverse $\frac{q}{\sqrt{2gH}}$ qui représente une surface. M. Rateau a désigné cette dernière expression sous le nom d'*ouverture du circuit*.

L'ouverture, ainsi définie, n'est pas autre chose que la section terminale d'un tuyère parfaitement convergente qui donnerait le débit q sous la pression H.

Mesure de la résistance d'un circuit. — La résistance totale d'un circuit est due à la juxtaposition des causes suivantes :

1° Le frottement sur les parois;

2° Les changements de section;

3° Les changements de direction.

1° *Frottement.* — Il résulte de nombreuses expériences que la perte de charge H_f due au frottement peut être exprimée par la formule suivante :

$$H_f = \frac{K l \chi}{S} \frac{v^2}{2g},$$

l étant la longueur de la conduite;

χ le périmètre;

S la section;

K un coefficient de résistance dépendant de l'état de rugosité des surfaces, des formes des tuyaux, dont la valeur moyenne est d'environ 0,006.

Les conduites de ventilation étant, en général, lisses à bord des bâtiments, il est vraisemblable qu'on obtiendra une approximation suffisante en adoptant cette valeur.

Dans ces conditions, l'expression de la résistance G_f due au frottement devient.

$$G_f = \frac{2gH}{q^2} = \frac{K l \chi}{S} \frac{v^2}{q^2} = \frac{K l \chi}{S^3} = \frac{0{,}006\, l \chi}{S^3}.$$

2° *Changements de section.* — Les changements de section donnent lieu à des pertes de charge très variables suivant les valeurs relatives des sections successives et le mode de raccordement.

Lorsqu'un conduit débouche dans un espace indéfini, la force vive du courant est complètement perdue, la perte de charge correspondante est égale à $\frac{v^2}{2g}$, et, par suite, la résistance $\frac{2gH}{q^2} = \frac{1}{S^2}$.

Inversement, si le courant d'air pénètre d'un espace indéfini dans un tuyau cylindrique, on admet généralement la valeur $\gamma = 0,83$ pour le coefficient de contraction de la veine pénétrant dans le tuyau; d'où, pour la valeur de la perte de charge,

$$H = \left(\frac{1}{\gamma^2} - 1\right)\frac{v^2}{2g} = \left(\frac{1}{0,83^2} - 1\right)\frac{v^2}{2g}, \qquad G = \frac{2gH}{q^2} = \frac{0,45}{S^2}.$$

Nous avons procédé à quelques expériences pour vérifier la valeur du coefficient à adopter pour des conduits rectangulaires de grande dimension tels que sont à bord les conduits de ventilation.

Ces expériences ont porté sur deux dimensions de conduits. La section du plus grand était de $0^m,40 \times 0^m,82$; le plus petit était obtenu en divisant le premier en deux parties égales par une cloison longitudinale. Ces conduits étaient en bois soigneusement raboté; leur longueur était de 3^m. Une de leurs extrémités débouchait dans l'atmosphère, l'autre était enfermée dans une chambre close dans laquelle refoulait un ventilateur. La pression statique dans la chambre close était donnée par un manomètre à eau; le débit était mesuré à l'aide d'un anémomètre à moulinet.

La résistance totale mesurée comprend, outre la résistance due à l'entrée, la résistance due au frottement et la résistance due à la perte de la force vive à la sortie; nous avons donc défalqué ces deux dernières catégories de résistances en adoptant la valeur $K = 0,004$ pour le coefficient de frottement.

Les résultats obtenus ont été les suivants :

	Pression totale dans la chambre en mètres d'air. H.	Débit. q.	Résistance totale. $\frac{2gH}{q^2}$.		
Premier conduit : Section $0^m,82 \times 0^m,40$.	32	$6^m,31$	15,7	Résistance moyenne.....	15,6
	28	5,90	15,7	» due au frottement..	0,836
	16	4,48	15,6	» due à la sortie.....	9,25
	8	3,19	15,5	» due à l'entrée.....	$5,51 = \frac{0,6}{S^2}$
				Valeur correspondante du coefficient de contraction	0,79
Second conduit : Section $0^m,40 \times 0^m,40$.	8	1,36	84	Résistance moyenne.....	80
	16	2,00	79,2	» due au frottement..	4,71
	28	2,63	79,2	» due à la sortie.....	39
	32	2,85	78	» due à l'entrée.....	$36,30 = \frac{0,93}{S^2}$
				Valeur correspondante du coefficient de contraction	0,72

Les chiffres indiqués dans le Tableau ci-dessus sont ceux qui ont été directement relevés sans aucune correction. Pour le second conduit, qui se com-

posait de deux canaux, le chiffre indiqué pour le débit est la moyenne entre les chiffres relevés pour chacun des deux canaux.

Ces expériences prouvent que la résistance reste sensiblement constante malgré des variations de vitesse très étendues. Elles conduisent à une valeur du coefficient de contraction un peu supérieure au chiffre admis généralement : l'orifice le plus grand donnant lieu au coefficient le plus élevé.

Nous croyons pouvoir conclure de ces résultats qu'il est prudent de choisir dans les calculs, pour la résistance due à l'entrée d'un conduit cylindrique, la valeur $G = \frac{1}{S^2}$ un peu supérieure aux chiffres ci-dessus et qui correspond à un coefficient de contraction $\varphi = 0,708$.

Si l'entrée ou la sortie d'un tuyau est reliée à l'espace indéfini par l'intermédiaire d'un cône de raccordement, la perte de charge peut se trouver notablement réduite et même devenir complètement nulle. On peut admettre que la perte de charge est négligeable quand l'angle au sommet du cône de raccordement ne dépasse pas 30° dans le cas de la contraction de la veine et 7° dans le cas de l'épanouissement (*fig.* 1). Ces angles paraissent être les angles naturels de contraction et d'épanouissement.

Cette particularité est très importante; elle doit servir de base pour la détermination du tracé des conduites à sections variables. Les raccordements doivent se faire suivant ces angles ou des angles plus petits.

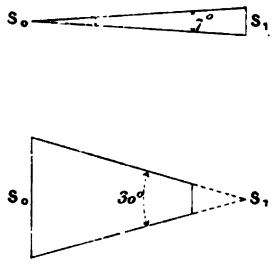
D'autre part, cette propriété de la veine fluide de pouvoir se contracter ou se dilater sous certains angles sans perte de charge permet de modifier la répartition de la pression totale en pression statique et en pression vive.

On a en effet, si la perte de charge est nulle entre deux sections successives,

$$H_1 + \frac{v_1^2}{2g} = H_0 + \frac{v_0^2}{2g}.$$

S'il y a épanouissement de la veine $S_1 > S_0$, par suite $v_1 < v_0$. Donc, d'après

Fig. 1.



l'équation précédente $H_1 > H_0$, une partie de la pression vive s'est transformée en pression statique.

Nous verrons plus loin que cette propriété peut rendre de grands services pour l'établissement des ventilateurs, auxquels elle a été appliquée, pour la première fois, par Guibal.

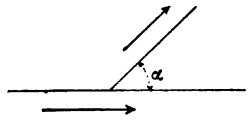
3° *Résistance due aux changements de direction.* — Les changements de direction donnent lieu à des pertes de charge très variables suivant les dispositions adoptées pour les coudes.

Pour les coudes brusques à arêtes vives, on peut admettre la perte suivante indiquée par Péclet et qui cadre sensiblement avec les résultats trouvés par d'autres expérimentateurs et, en particulier, par Weissbach :

$$H = \sin\alpha \frac{v^2}{2g}, \qquad \text{d'où} \qquad G = \frac{2gH}{q^2} = \frac{\sin\alpha}{S^2};$$

α étant l'angle d'un des tuyaux avec le prolongement de l'autre (*fig.* 2).

Fig. 2.



Pour les coudes arrondis, la perte est beaucoup moindre; mais les expériences faites pour en déterminer la valeur paraissent peu concluantes en raison du nombre d'éléments entrant en jeu.

La formule qui paraît la plus rationnelle est celle de Weissbach établie en fonction du diamètre D de la conduite et du rayon de courbure du raccordement. Elle donne, pour le coefficient β de la formule $H = \beta \frac{v^2}{2g}$,

$$\beta = 0,131 + 1,847\left(\frac{D}{25}\right)^{\frac{7}{2}}$$

pour les conduits circulaires de diamètre D, et

$$\beta = 0,124 + 3,104\left(\frac{D}{25}\right)^{\frac{7}{2}}$$

pour les conduits rectangulaires de hauteur D.

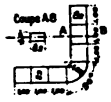
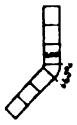
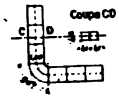
D'après ces formules, la perte de charge ne dépendrait pas de l'angle total du coude, mais seulement du rapport du diamètre du tuyau au rayon de courbure du coude.

Nous avons procédé à quelques expériences en vue de vérifier si la formule de Weissbach pouvait être pratiquement appliquée aux conduits de ventilation rectangulaires de grande dimension en usage dans la Marine militaire.

Les conduits que nous avons expérimentés ont les mêmes sections que les bouts droits décrits plus haut et auxquels ils étaient d'ailleurs adaptés. Ils étaient également en bois et composés de tronçons successifs permettant d'obtenir différentes combinaisons en variant leur mode d'assemblage.

A la suite des coudes ainsi constitués, nous avons reconnu la nécessité d'ajouter un bout droit de 3^{m} de longueur pour régulariser le débit qui se trouvait complètement déréglé à la sortie des coudes.

Les résultats obtenus sont indiqués dans le Tableau ci-joint comparativement aux chiffres déduits de la formule de Weissbach :

	Pressions observées en mètres d'air H.	Débits en mètres cubes par seconde q.	Résistances totales $\frac{2gH}{q^2}$.	Résistances moyennes.	Résistances dues aux coudes.	Coefficient β résultant de l'expérience.	Coefficient β déduit de la formule de Weissbach.
	12,8	3,51	20,2	20,7	4,0	0.43	0,874
	20	4,29	21,2	»	»	»	»
	12,8	3,21	24,1	24,3	7,31	0,79	1,748
	20	3,99	24,5	»	»	»	»
	12,8	3,56	19,7	20,25	3,68	0,398	0,874
	20,8	4,42	20,8	»	»	»	»
	12,8	3,55	19,95	20,1	3,39	0,368	1,748
	20,8	4,46	20,3	»	»	»	»
	15,2	1,76	96,5	100	12,14	0,31	0,398
	24,8	2,17	104	»	»	»	»
	15,2	1,73	100	»	»	»	»
	24,8	2,20	101	100,5	11,14	0,26	0,148
	15,2	1,66	109	»	»	»	»
	24	2,10	108	108,5	17,5	0,45	0,546
	15,2	1,70	104	»	»	»	»
	24	2,11	107	105,5	14,5	0,37	0,546
	14,4	1,74	94	94	7,70	0,20	0,398
	22,4	2,16	94	»	»	»	»
	14,4	1,81	87	87,5	0,5	0,013	0,148
	22,4	2,23	88,5	»	»	»	»
	15,2	1,85	88	90,5	1,80	0,04	0,546
	24	2,26	93	»	»	»	»
	15,2	1,76	97	»	»	»	»
	24	2,24	95	96	7,30	0,18	0,546

Les chiffres que nous avons trouvés pour la résistance des coudes sont en général inférieurs à ceux qui résultent de la formule de Weissbach. Les plus grands écarts sont relatifs aux expériences 4 et 8. Ils s'expliquent aisément par le faible développement des coudes, ce dont la formule de Weissbach ne tient pas compte.

Les chiffres relevés montrent que la résistance totale reste sensiblement indépendante du débit et que la perte due aux coudes arrondis est sensiblement moindre que celle des coudes à arêtes vives, en admettant pour ceux-ci la formule indiquée plus haut.

L'intervention du frottement, qu'il est difficile d'apprécier avec précision, est un obstacle sérieux à la mesure exacte de la perte due aux coudes proprement dits, surtout pour les cas tels que ceux des quatre dernières expériences. Nous pensons toutefois qu'en raison de l'approximation dont on peut se contenter, les chiffres du Tableau précédent joints aux formules déjà connues pourront donner d'utiles indications.

Nous n'insisterons pas davantage sur la résistance des circuits, pour laquelle on trouvera de nombreux renseignements complémentaires dans les Ouvrages courants [1].

Pour l'étude d'une ventilation, on déterminera tout d'abord le circuit d'après les circonstances locales en réduisant au minimum possible les pertes de charge; on calculera approximativement la résistance de chacune des parties de la conduite; la somme de ces résistances donnera la résistance totale du circuit.

C'est cette résistance (ou l'ouverture correspondante) qui servira de base au choix de l'appareil destiné à la production et à l'entretien du courant.

Étude des ventilateurs.

Un ventilateur est un engin mécanique actionné par un moteur et installé dans un circuit en vue de produire la force motrice nécessaire à l'entretien du courant.

Il existe de nombreux modèles de ventilateurs présentant tous ce caractère commun d'agir sur le fluide à l'aide d'une roue cloisonnée tournant autour d'un axe.

Un ventilateur complet comprend, outre la roue mobile, un distributeur guidant l'arrivée de l'air à la roue mobile et un diffuseur dont le rôle est de recueillir le fluide sortant de la roue et de ramener sa vitesse à celle qu'il doit avoir dans la canalisation située en aval et, en particulier, d'anéantir, autant que possible, cette vitesse si le ventilateur refoule directement dans un espace indéfini.

---

[1] Nous citerons, en particulier, le *Traité de Physique industrielle* de M. Ser, t. I, p. 285 et suiv.

Un ventilateur installé sur un circuit doit engendrer la pression H nécessaire à la production du débit q.

Le travail produit est égal à $\pi H q$, π étant le poids du mètre cube d'air. Enfin le rendement de l'appareil est égal à $\frac{\pi H q}{T_m}$, T_m étant le travail transmis à l'arbre du ventilateur.

Les conditions de fonctionnement d'un ventilateur dépendent essentiellement de la résistance (ou de l'ouverture) du circuit sur lequel il est installé.

M. Rateau a démontré à ce propos le théorème fondamental suivant dont nous avons eu fréquemment l'occasion de vérifier l'exactitude pratique dans les expériences qui seront décrites plus loin :

Théorème. — *Lorsque l'ouverture sur laquelle fonctionne un ventilateur reste constante tandis que la vitesse de rotation u de la roue mobile varie :*

1° *Le débit q à travers la machine est proportionnel à cette vitesse;*

2° *La pression* H *engendrée par l'appareil est proportionnelle au carré de la vitesse;*

3° *Le rendement mécanique* ρ *reste constant.*

La puissance utile créée par l'appareil est proportionnelle au cube de la vitesse, il en est de même pour la puissance T_m fournie à l'arbre de l'appareil.

Autrement dit, lorsque l'ouverture reste constante, les rapports $\frac{q}{u}$, $\frac{gH}{u^2}$, $\rho \frac{T_m}{u^3}$ restent constants.

Si maintenant nous considérons non plus un ventilateur déterminé, mais toute une catégorie d'appareils géométriquement semblables, le théorème précédent se généralise et peut s'exprimer ainsi, en prenant comme unité de comparaison le rayon R de la roue du ventilateur :

Si l'on alimente des circuits d'ouverture variable O *à l'aide de ventilateurs semblables choisis de telle sorte que le rapport* $\frac{O}{R^2}$ *soit constant, les produits* $\frac{gH}{u^2}$, ρ, $\frac{gH}{u^2}$, $\frac{q}{uR^2}$ *restent aussi constants.*

Ces produits sont des facteurs numériques indépendants de toutes les unités. M. Rateau les a désignés sous les noms suivants :

$\mu = \frac{gH}{u^2}$, manométrique;

$\delta = \frac{q}{uR^2}$, coefficient de débit;

$r = \frac{gT}{\pi u^3 R^2}$, coefficient de puissance;

$\sigma = \frac{O}{R^2}$, ouverture réduite.

Ces coefficients ne sont pas indépendants les uns des autres, il suffit de combiner les éléments qui les constituent pour vérifier qu'il existe entre eux les relations

$$\varphi = \frac{\delta}{\sqrt{2\mu}},$$

$$r = \frac{\mu\delta}{\rho}.$$

Nous verrons plus loin qu'il existe une relation fondamentale permettant de relier ρ aux coefficients μ et δ. Il suffit donc de connaître une quatrième relation entre les cinq éléments pour que la connaissance de l'un quelconque d'entre eux, φ par exemple, permette de calculer les autres. Cette quatrième relation permet, en particulier, de déterminer les conditions de fonctionnement d'un ventilateur, connaissant l'ouverture du circuit. Elle dépend des formes et des dispositions de l'appareil. Elle peut lui servir de *caractéristique*. On peut d'ailleurs, suivant les besoins, tracer cette caractéristique en fonction de deux quelconques des coefficients considérés.

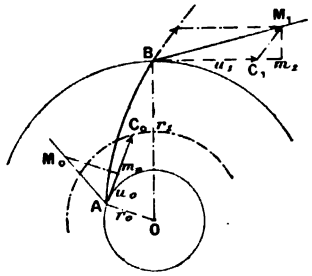
La caractéristique dont nous aurons constamment à faire usage dans le cours de cette étude est la courbe des coefficients manométriques en fonction des ouvertures réduites.

Nous arrivons maintenant à la formule fondamentale qui sert de point de départ à la théorie du ventilateur même.

Formule fondamentale. — Décomposons le fluide traversant la roue en veines infiniment minces. Considérons une de ces veines élémentaires (*fig.* 3) pénétrant dans l'ouïe en A et sortant de la roue en B.

Soient au point A, $OA = r_0$ le rayon correspondant; $AM_0 = v_0$ la vitesse

Fig. 3.



absolue du fluide à l'entrée de la roue; $AC_0 = u_0$ la vitesse circonférentielle; $Am_0 = a_0$ la projection de la vitesse v_0 sur u_0. Considérons les mêmes éléments à la sortie : $OB = r_1$, $BM_1 = v_1$, $Bm_1 = a_1$, $BC_1 = u_1$.

Soient i le débit en poids par seconde dû à la veine considérée; T_m le travail transmis à l'arbre du ventilateur; t le travail résistant dû aux paliers du ventilateur et au frottement du disque sur le fluide extérieur.

En appliquant le théorème du moment des quantités de mouvement à la

somme des veines élémentaires ainsi considérées, M. Rateau a établi la relation générale suivante [1] :

$$T_m - t = \sum \frac{i}{g}(u_1 a_1 - u_0 a_0).$$

Pour les appareils que nous aurons à considérer, la parenthèse $(u_1 a_1 - u_0 a_0)$ a la même valeur pour tous les éléments du débit; la formule devient donc

$$T_m - t = \frac{I}{g}(a_1 u_1 - a_0 u_0).$$

On peut pratiquement négliger t qui est toujours très faible.

Si l'on remarque, d'autre part, que $T_m = \pi q H_t = I H_t$, la formule peut s'écrire [2]

$$g H_t = a_1 u_1 - a_0 u_0.$$

C'est sous cette forme que nous l'appliquerons.

Rôle des différents organes d'un ventilateur. — Les considérations qui précèdent vont nous permettre d'étudier le rôle des différents organes d'un ventilateur et d'examiner l'influence des dispositions de détail adoptées et des proportions données.

Roue mobile. — Ainsi que nous l'avons déjà dit, l'élément essentiel du ventilateur est la roue mobile.

Il existe à ce point de vue deux types principaux de ventilateurs. Dans les uns, l'air entre et sort parallèlement à l'axe : ce sont les ventilateurs hélicoïdes. Dans les autres, l'air sort dans un plan perpendiculaire à l'axe : ce sont les ventilateurs centrifuges. Nous nous bornerons à l'étude des ventilateurs centrifuges.

L'arrivée de l'air dans un ventilateur centrifuge se fait en général parallèlement à l'axe.

Connaissant l'ouverture du circuit sur lequel le ventilateur est destiné à fonctionner, on peut donner aux ailes dans le voisinage de l'ouïe une forme hélicoïdale telle que la vitesse absolue d'entrée soit exactement parallèle à l'axe. Le Tableau joint indique les règles suivies à Indret pour le tracé de cette partie de l'aile.

Dans ces conditions, la projection a_0 de la vitesse d'entrée sur u_0 est nulle et la formule fondamentale devient

$$g H_t = a_1 u_1. \tag{1}$$

Le coefficient a_1, dont l'importance est ainsi mise en évidence, dépend de la direction de l'aile à la sortie.

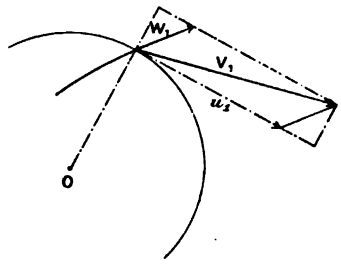
---

[1] Voir *Comptes rendus de l'Académie des Sciences*, 1er juin 1896. *Voir* aussi *Revue de Mécanique*, juillet 1897.

[2] H_t est la pression théorique créée par le ventilateur.

Cette direction détermine en effet celle de la vitesse relative de sortie qui, comparée à la vitesse circonférentielle, détermine elle-même la vitesse absolue v_1 et par suite sa projection a_1 sur u_1.

Fig. 4.

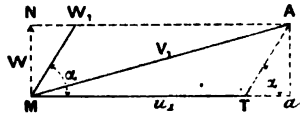


Plus l'aile sera penchée en avant, c'est-à-dire plus l'angle α que fait le prolongement de l'aile avec la tangente sera petit, plus la proportion a_1 de v_1 sur u_1 sera grande (*fig.* 4); donc plus la pression produite sera grande pour un même débit.

Il est facile d'ailleurs d'obtenir la valeur de $g\mathrm{H}_t$ en fonction de l'angle α que fait le prolongement de l'aile avec la vitesse tangentielle.

Soit W la composante normale de la vitesse (*fig.* 5), si e est la largeur

Fig. 5.



des aubes à la sortie, q le débit en mètres cubes par seconde, on aura

$$\mathrm{W} = \frac{q}{2\pi re}.$$

La projection de MA sur MT a pour valeur

$$\mathrm{M}_a = a_1 = u + \mathrm{T}_a,$$

$$\mathrm{T}_a = \mathrm{W}\cot\alpha = \frac{q}{2\pi re}\cot\alpha,$$

$$a_1 = u + \frac{q}{2\pi re}\cot\alpha.$$

La formule devient donc

$$g\mathrm{H}_t = a_1 u_1 = u_1^2 + \frac{qu_1}{2\pi re}\cot\alpha,$$

$$\frac{g\mathrm{H}_t}{u_1^2} = 1 + \frac{q\cot\alpha}{u \times 2\pi re}.$$

Si nous faisons intervenir le coefficient manométrique $\mu_t = \frac{q\mathrm{H}_t}{u_1^2}$ et le coef-

ficient de débit $\delta = \frac{q}{ur^2}$, l'équation devient

$$\mu_t = 1 + \frac{r}{2\pi e}\delta \cot\alpha. \tag{2}$$

Cette équation montre que, pour une même valeur du débit, le coefficient manométrique théorique va en diminuant lorsque α augmente.

Si nous considérons le coefficient manométrique μ déduit non plus de la pression théorique H_t créée par le ventilateur, mais de la pression réelle, on a évidemment

$$\frac{\mu}{\mu_t} = \frac{H}{H_t} = \rho.$$

L'équation (2) devient donc

$$\frac{\mu}{\rho} = 1 + \frac{r}{2\pi e}\delta \cot\alpha.$$

Telle est la relation que nous avons annoncée à la page 168 entre μ, ρ et δ.

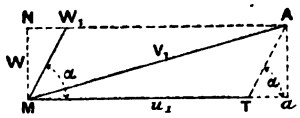
Cette formule permet de calculer ρ, connaissant μ et δ, c'est-à-dire d'après les résultats directs fournis par l'appareil. La pratique confirme d'ailleurs l'exactitude des chiffres ainsi obtenus.

L'équation (1) montre que le pouvoir manométrique théorique varie dans de grandes proportions suivant l'inclinaison des ailes à la sortie; mais il est important d'observer qu'à la sortie même du disque, l'accroissement de pression dû à la diminution de l'angle α porte principalement sur la pression vive et non sur la pression statique.

En effet, soit H_s la pression statique à la sortie des aubes, la pression vive étant égale à $\frac{v_1^2}{2g}$, on a

$$gH_s = a_1 u_1 - \frac{v_1^2}{2}.$$

Fig. 6.



Mais dans le triangle AMT (*fig.* 6), on a

$$W_1^2 = u_1^2 + v_1^2 - 2a_1u_1,$$

d'où

$$a_1u_1 - \frac{v_1^2}{2} = \frac{u_1^2 - W_1^2}{2}.$$

Donc

$$gH_s = \frac{u_1^2 - W_1^2}{2},$$

$$W_1 = \frac{W}{\sin\alpha},$$

$$gH_s = \frac{u_1^2}{2} - \frac{W^2}{2\sin\alpha}.$$

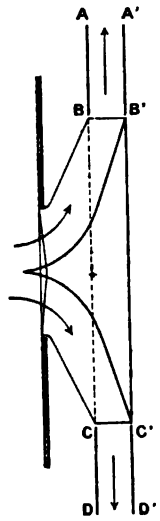
La valeur de H_s est donc maximum pour $\alpha = 90°$, c'est-à-dire dans le cas des ventilateurs à ailes radiales. Elle diminue progressivement quand on incline les ailes en avant ou en arrière.

Pour profiter des fortes pressions que donne l'inclinaison des ailes en avant, il est nécessaire de recueillir la pression vive à la sortie des ailes et d'en transformer la plus grande proportion possible en pression statique. C'est là le but des amortisseurs.

Amortisseurs. — Il existe plusieurs sortes d'amortisseurs.

Le plus simple est l'amortisseur plat constitué par deux disques parallèles

Fig. 7.



ou légèrement divergents ABCD, A'B'C'D' disposés dans le prolongement des ailes (*fig.* 7).

On peut expliquer d'une façon approximative l'efficacité d'un pareil dispositif en remarquant qu'il donne à l'air une section de dégagement progressivement croissante, en sorte que la vitesse du fluide est réduite proportionnellement au diamètre.

Si le diamètre du disque est égal au double du diamètre de la roue, la vitesse du fluide est réduite de moitié et, si le rendement de l'appareil était parfait, les trois quarts de la pression vive seraient transformés en pression statique.

Le collecteur en forme de volute qui sert dans la plupart des cas à recueillir l'air sortant de la roue peut servir d'amortisseur, si on lui donne des dimensions convenables.

Il est souvent d'usage de calculer les sections de ce collecteur de façon que l'air y pénètre avec la vitesse absolue qu'il possède au sortir de la roue.

L'expérience a démontré que cette manière de procéder est essentiellement vicieuse et donne lieu à des pertes de charge importantes.

Si, au contraire, on amplifie progressivement les sections du collecteur, il en résulte une diminution de la vitesse d'écoulement et la transformation en pression statique d'une certaine proportion de la pression vive. Le rapport d'amplification que l'expérience a démontré être le plus favorable est d'environ 1,8. Nous verrons plus loin que cette amplification est parfaitement admissible pour les ventilateurs installés à bord malgré le peu de place dont on dispose, car le développement de la volute peut être fait aussi bien en largeur qu'en hauteur.

Enfin M. Rateau a imaginé un amortisseur dit *compound* dans lequel la vitesse de l'air au sortir de la roue subit un premier ralentissement en passant entre deux disques avant d'arriver dans le collecteur; les disques ainsi disposés sont de hauteur variable, de façon que les veines d'air se mélangent dans le collecteur animées de vitesses aussi peu différentes que possible. Cet amortisseur, dont le rendement est très bon, présente malheureusement l'inconvénient d'exiger un grand développement du collecteur à cause du ralentissement imposé à l'air.

Enfin, on peut employer des combinaisons mixtes de ces différents systèmes d'amortisseurs.

Distributeurs. — On nomme ainsi le dispositif servant à guider l'entrée de l'air dans l'ouïe.

Si le ventilateur aspire dans un conduit, c'est le raccordement du conduit même avec l'ouïe du ventilateur qui constitue le distributeur. Si le ventilateur aspire directement dans un espace indéfini, on réduit notablement les pertes de charge à l'entrée de la roue en munissant l'ouïe d'un distributeur constitué par une collerette formant ajutage convergent. On verra dans les expériences décrites ci-après que la présence de cette collerette augmente dans une proportion appréciable le coefficient manométrique.

Résistance intérieure du ventilateur. — Un ventilateur étant installé sur un circuit, les organes qui le composent sont traversés par le courant d'air et font partie du circuit même. La résistance offerte par ces organes occasionne une perte de charge à déduire de la pression totale produite par le ventilateur, pour obtenir la pression vraie.

Si H_v est la perte de charge produite par le ventilateur, on a

$$H_t = H + H_v.$$

La résistance du ventilateur est égale à $\frac{2gH_v}{q^2}$. L'ouverture correspondante est $\frac{q}{\sqrt{2gH_v}}$. M. Murgue a désigné cette expression sous le nom d'*orifice de*

passage du ventilateur. Si l'on connaissait l'orifice de passage d'un ventilateur, pour toutes les valeurs de l'ouverture du circuit extérieur, on pourrait calculer les résultats fournis par le ventilateur dans tous les cas. Cette indication peut rendre service en vue de l'étude d'un nouveau modèle de ventilateur, les valeurs de l'orifice de passage étant choisies provisoirement par comparaison; mais pour obtenir un résultat précis, il est nécessaire de s'adresser à l'expérience.

Grâce aux théorèmes exposés page 167, il suffit de faire une série de mesures sur un ventilateur et d'en tracer la caractéristique pour être renseigné sur les résultats que fourniront les ventilateurs du même modèle, suivant l'ouverture du circuit sur lequel ils seront installés.

Relevé de la caractéristique d'un ventilateur. — Pour relever la caractéristique d'un ventilateur, on le fait refouler dans une chambre close, autant que possible assez vaste pour que le courant d'air introduit puisse se diluer complètement. L'air sort par un orifice muni d'une porte à coulisse qu'on déplace pour faire varier l'ouverture du circuit.

La pression mesurée est la pression statique dans la chambre close. On la mesure à l'aide d'un manomètre à eau.

Le débit q est mesuré à l'aide d'un anémomètre à moulinet. Pour que cette dernière mesure soit faite avec précision, il est essentiel que l'orifice de sortie soit disposé de telle manière que la vitesse soit sensiblement la même en tous les points.

Pour les valeurs successives de l'orifice de sortie, on mesure en même temps le nombre de tours de l'appareil, la pression H et le débit q; on en déduit directement les valeurs de l'ouverture réduite φ, du coefficient manométrique μ et du coefficient de débit δ.

Il est alors facile de construire la caractéristique en fonction des éléments qu'on jugera convenables.

La caractéristique dont nous ferons usage dans ce qui va suivre a pour abscisse l'ouverture réduite et pour ordonnée le coefficient manométrique.

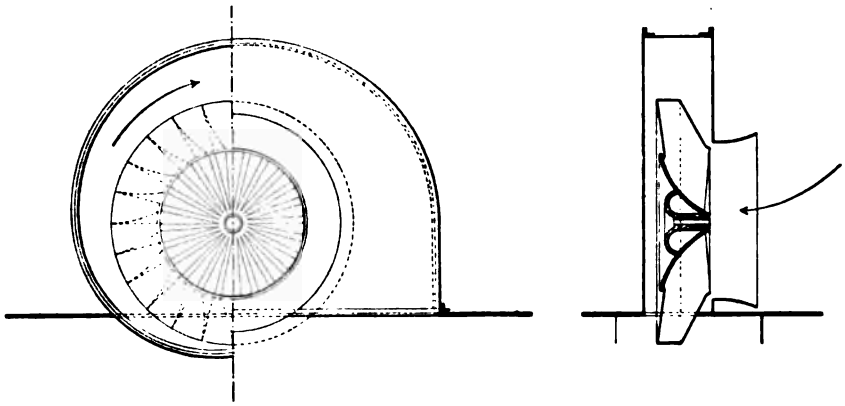
Résultats d'essais. — Nous donnons ci-après les caractéristiques de quelques ventilateurs que nous avons étudiés à l'Établissement d'Indret :

Ventilateur du Du Chayla. — La *fig*. 8 représente un premier ventilateur étudié pour le *Du Chayla* et qui nous a servi de point de départ. Ses dimensions sont les suivantes :

Diamètre extérieur des ailes	$1^m,60$
Diamètre de l'ouïe	$1^m,00$
Nombre d'ailes	24
Largeur des ailes à la circonférence	$0^m,15$

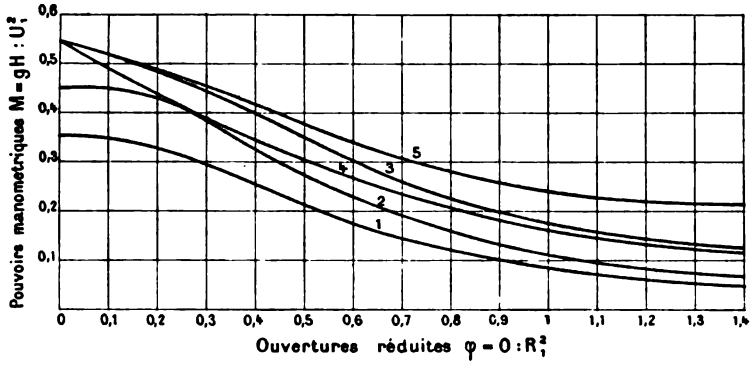
Les sections de l'enveloppe sont calculées d'après la vitesse absolue de sortie sans majoration.

Fig. 8.



Ce ventilateur, essayé d'abord sans pavillon à l'entrée, a donné la caractéristique (1) (*fig.* 9).

Fig. 9.



L'addition d'un pavillon a relevé la caractéristique suivante (2).

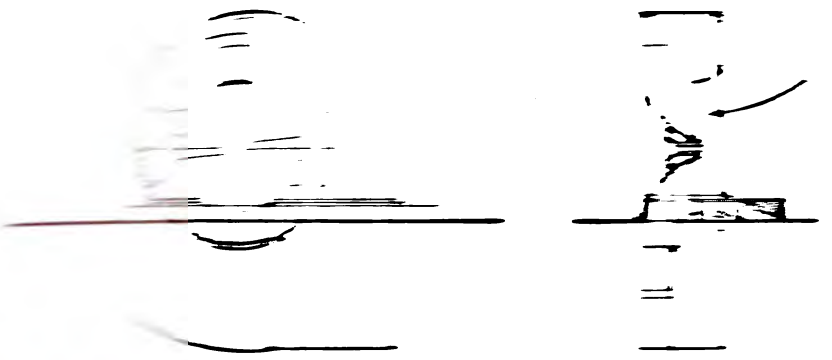
On voit par la distance des deux courbes que l'influence d'un distributeur est loin d'être négligeable.

Ces résultats ayant été jugés insuffisants, nous avons étudié le modèle représenté par la *fig.* 10.

Diamètre extérieur des ailes	$1^m,70$
Diamètre de l'ouïe	$1^m,112$
Nombre d'ailes	16
Largeur des ailes à la circonférence	$0^m,175$

Le diamètre du disque a été porté à $1^m,70$. Les sections de passage de la volute ont été calculées, comme nous l'avons indiqué page 173, en majorant dans le rapport 1,8 les sections déduites de la vitesse absolue de sortie des

[illegible]



[illegible]

[illegible]

[illegible]

[illegible]

[illegible]

[illegible] dans la formule

$$\gamma E = \varepsilon_0 \varepsilon_0 - \varepsilon_1 \varepsilon_1$$

[illegible] suivant le rayon. Il résulte de la composition des vitesses que

$$\varepsilon_0 = \varepsilon_1$$

$$\varepsilon_1 = \frac{\gamma E_1}{\varepsilon_1^2} = \varepsilon_0$$

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_0} = \varepsilon$$

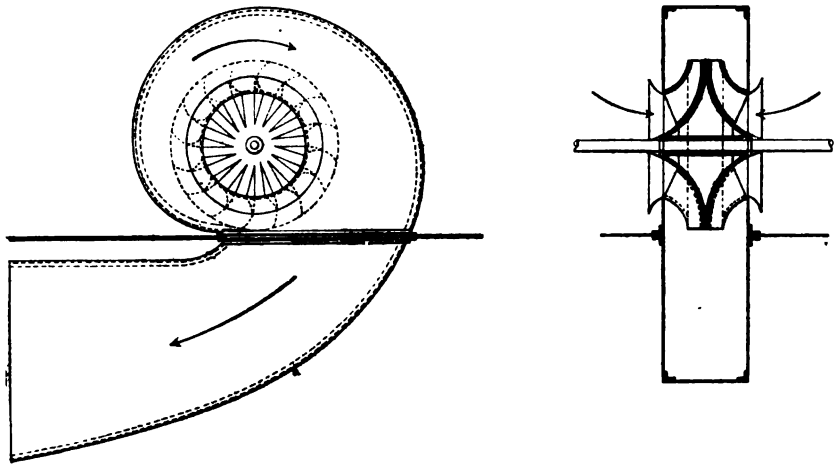
[illegible] du rendement manométrique obtenu par les nouvelles [illegible] correspond donc à une augmentation égale du rendement.

Ventilateur du Saint-Louis. — Cet appareil à double ouïe (*fig.* 11) peut être considéré comme la juxtaposition de deux appareils à une seule ouïe.

Les ailes sont orientées à 45° en avant du rayon. Les sections de la volute ont été calculées d'après la vitesse de sortie des aubes et multipliées par 1,8. La volute se termine par une buse divergente.

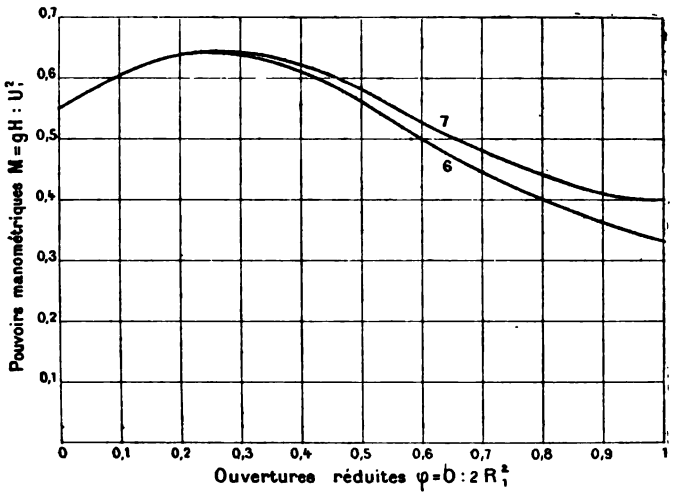
Diamètre extérieur des ailes	$1^m,40$
Diamètre de l'ouïe	$0^m,90$
Nombre d'ailes	16
Largeur des ailes à la circonférence	$0^m,140$

Fig. 11.



La caractéristique de cet appareil (courbe 6, *fig.* 12) est beaucoup plus

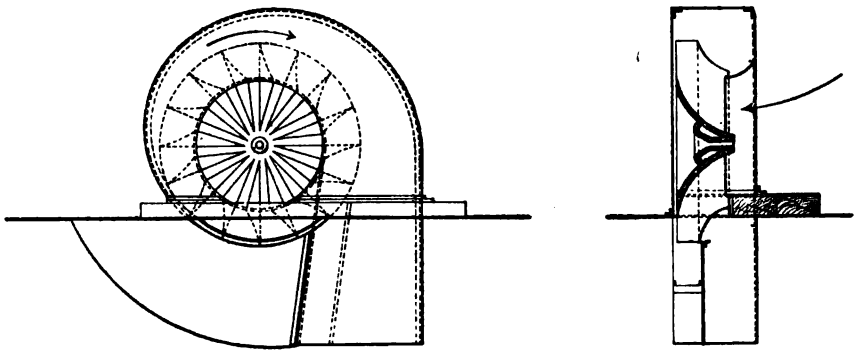
Fig. 12.



élevée que celle des précédentes; mais il importe de remarquer que le ren-

aubes. Cette volute reçoit l'air débité par les trois quarts environ du disque. Elle est terminée par une buse pyramidale à 7° d'angle. L'air sortant du dernier quart du disque est amorti directement par un amortisseur plat. Le dia-

Fig. 10.



mètre de l'amortisseur plat et la section de sortie de la buse ont été déterminés de manière que l'air sorte de l'appareil avec une vitesse moitié moindre qu'à la sortie des aubes. Le distributeur est formé par un repli de la volute.

Il est à remarquer que cet appareil, malgré l'augmentation de diamètre de la volute, occupe le même encombrement en longueur et en hauteur au-dessus du parquet que le premier, le développement de l'enveloppe étant fait en largeur.

La caractéristique de cet appareil est représentée par la courbe (3). Elle est notablement plus élevée que les précédentes.

La courbe (4) est relative au même appareil, dont on avait supprimé l'amortisseur. La chute entre les courbes (3) et (4) est une preuve de l'efficacité de l'amortisseur plat.

Nous ferons remarquer que, pour tous les cas précédents et d'une manière générale pour tous les ventilateurs à ailes radiales, le coefficient manométrique est égal au rendement pour tous les points suffisamment éloignés de l'origine pour que l'on puisse négliger le terme $a_0 u_0$ dans la formule

$$qH_t = a_1 u_1 - a_0 u_0.$$

En effet, si les ailes sont dirigées suivant le rayon, il résulte de la composition des vitesses que

$$a_1 = u_1.$$

Donc

$$\mu_t = \frac{gH_t}{u_1^2} = 1,$$

et, par suite,

$$\rho = \frac{\mu}{\mu_t} = \mu.$$

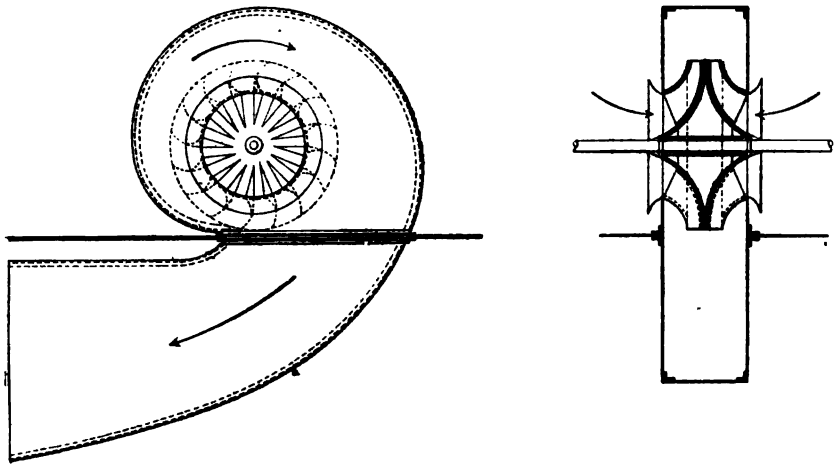
L'augmentation du coefficient manométrique obtenu par les nouvelles formes du collecteur correspond donc à une augmentation égale du rendement.

Ventilateur du Saint-Louis. — Cet appareil à double ouïe (*fig.* 11) peut être considéré comme la juxtaposition de deux appareils à une seule ouïe.

Les ailes sont orientées à 45° en avant du rayon. Les sections de la volute ont été calculées d'après la vitesse de sortie des aubes et multipliées par 1,8. La volute se termine par une buse divergente.

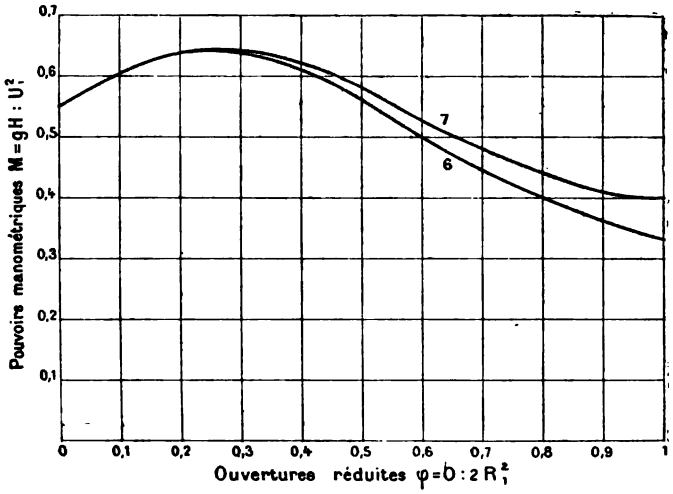
Diamètre extérieur des ailes	$1^m,40$
Diamètre de l'ouïe	$0^m,90$
Nombre d'ailes	16
Largeur des ailes à la circonférence	$0^m,140$

Fig. 11.



La caractéristique de cet appareil (courbe 6, *fig.* 12) est beaucoup plus

Fig. 12.



élevée que celle des précédentes; mais il importe de remarquer que le ren-

dement ne suit pas la même loi, attendu que la valeur de μ_t est alors de

$$\mu_t = 1 + \frac{R}{2\pi e}\delta.$$

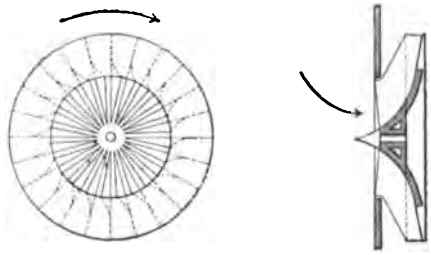
Cette valeur de μ_t est plus grande que dans le cas précédent et elle augmente avec le débit.

En réalité, pour une même valeur de l'ouverture réduite, le rendement est sensiblement le même pour le ventilateur du *Du Chayla* (courbe 4) et pour le ventilateur du *Saint-Louis* (courbe 6).

Ventilateur du Galilée. — La courbe représente la caractéristique d'un ventilateur à ailes radiales (*fig.* 13) appartenant au *Galilée* et dont les dimensions sont les suivantes :

Diamètre extérieur des ailes	$1^m,35$
Diamètre de l'ouïe	$0^m,80$
Nombre d'ailes	34
Largeur des ailes à la circonférence	$0^m,108$

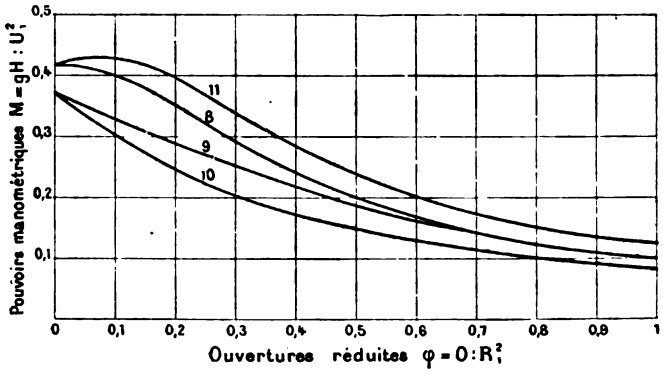
Fig. 13.



Ce ventilateur a été essayé sans pavillon.

Les courbes 9 et 10 (*fig.* 14) représentent les caractéristiques avec et sans

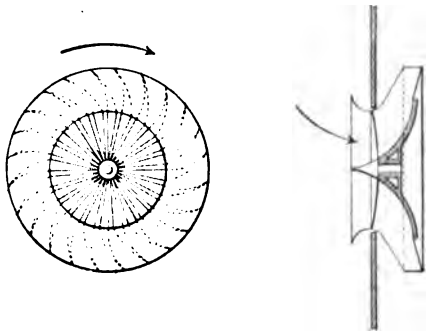
Fig. 14.



pavillon d'un ventilateur construit à titre d'essai et ne différant du précédent que par l'inclinaison des ailes à la sortie (*fig.* 15). Le pouvoir manométrique

a été trouvé moindre que pour le précédent, ce qui est conforme aux théories exposées plus haut [1].

Fig. 15.



L'écart entre les courbes (9) et (10) est proportionnel à l'écart des courbes relevées pour le *Du Chayla*. En admettant que la même proportion se fût appliquée au ventilateur du *Galilée*, on aurait obtenu la courbe (11) pour cet appareil muni d'un pavillon.

Si nous examinons maintenant les conclusions qu'on peut tirer des expériences qui précèdent, nous remarquons que les caractéristiques à retenir sont les courbes (4) du *Du Chayla*, (6) du *Saint-Louis*, (9) et (10) du *Galilée*.

Pour les deux premières il est important de faire observer que les pouvoirs manométriques ont été déduits de la pression statique dans la chambre de refoulement; on n'a donc pas tenu compte de la pression due à la vitesse de l'air à la sortie de l'appareil. Il est nécessaire d'ajouter cette pression à la pression statique pour avoir la pression réellement produite par le ventilateur. En faisant cette correction, on obtient les courbes (5) et (7). Ce sont ces courbes et non les courbes (4) et (6) qu'il faut envisager pour appliquer les caractéristiques à des ventilateurs de même forme, mais dans lesquels l'amortisseur serait un peu plus court ou un peu plus long. Cette rectification est inutile avec les ventilateurs qui ne comportent pas d'amortisseurs.

En calculant les orifices de passage des ventilateurs (5) et (7), et en les rapportant au carré du rayon du disque, on reconnaît qu'ils ont à peu près les mêmes valeurs pour les mêmes ouvertures réduites et que, par conséquent, le rendement des deux systèmes d'amortisseurs est sensiblement le même.

On pourra donc, dans la pratique, recourir indistinctement à l'une ou l'autre forme d'enveloppes.

En résumé, on peut prendre comme base générale pour les applications, les caractéristiques 5, 7, 9 et 11 que nous rassemblons sur la *fig.* 16.

---

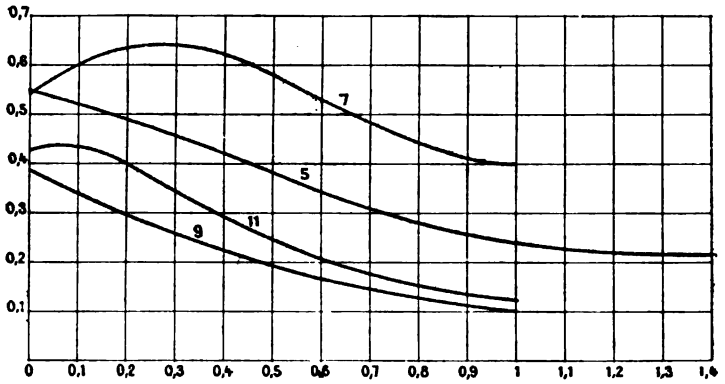
[1] Nous avons obtenu une nouvelle vérification de ces théories en faisant tourner à l'envers le disque, dont les ailes se trouvaient ainsi dirigées à 45° en avant. Les coefficients manométriques relevés ont été sensiblement les mêmes, mais l'appareil était beaucoup plus résistant.

Courbe (5). — Ventilateur à ailes radiales muni d'un amortisseur.

Courbe (7). — Ventilateur à ailes inclinées à 45° en avant, muni d'un amortisseur.

Courbe (9). — Ventilateur nu à ailes inclinées à 45° en arrière.

Fig. 16.



Courbe (11). — Ventilateur nu à ailes radiales.

Nous estimons que ces courbes donnent des valeurs sur lesquelles on peut réellement compter pour l'établissement d'un ventilateur d'après les principes énoncés ci-dessus [1].

Détermination des éléments d'un ventilateur pour une application donnée.— Pratiquement le rendement d'un appareil sera d'autant plus élevé que l'ouverture réduite $\rho = \frac{O}{R^2}$ sur laquelle on le fait travailler sera plus petite; on devra donc choisir un diamètre de disque aussi grand que le permet l'emplacement dont on dispose, sans rien sacrifier sur les proportions à donner aux autres organes.

Dans les installations à bord, la place est toujours très réduite; on est, en général, forcé de se contenter d'un rendement assez faible. Ce que l'on doit chercher surtout, c'est l'appareil qui, étant données la grandeur et la configuration de l'emplacement dont on dispose, permette de réaliser les conditions de débit et de pression demandées avec une vitesse circonférentielle des aubes modérée.

Les caractéristiques précédentes correspondent à un nombre de cas suffisants pour les besoins de la pratique; les différences qu'on pourrait être forcé d'établir ne porteraient vraisemblablement que sur des détails d'installation

---

[1] Les dispositions de détail de ces ventilateurs seraient certainement très perfectibles; les circonstances ne nous ont pas permis de les perfectionner par tâtonnement. Nous avons dû nous contenter d'une première approximation; mais les chiffres obtenus n'en forment qu'une base plus solide pour l'établissement d'un projet.

ayant peu d'influence sur le résultat final. Les combinaisons d'amortisseurs auxquelles on pourrait être conduit donneraient vraisemblablement des résultats équivalents.

Si donc on considère la caractéristique correspondant au modèle qu'on se propose d'installer, connaissant le rayon R que l'emplacement permet de donner au disque, le débit q et la pression H, on calculera les coefficients

$$\frac{O}{R^2} = \frac{q}{\sqrt{2gH} \times R^2}.$$

Si le modèle choisi comporte un amortisseur, on déterminera, d'après les dimensions qu'on a pu donner à l'amortisseur, la vitesse de sortie v_s de l'appareil.

La pression $\frac{v_s^2}{2g}$ doit être ajoutée à la pression déduite de la résistance du circuit extérieur pour la détermination de H.

Connaissant $\frac{O}{R^2}$, on mesurera sur la caractéristique la valeur correspondante de $\mu = \frac{gH}{u^2}$; on en déduira la valeur de u, vitesse circonférentielle à laquelle il sera nécessaire de faire tourner le disque.

D'autre part, à l'aide des formules

$$\delta = \frac{q}{uR^2}, \qquad \text{et} \qquad \frac{\mu}{\rho} = 1 + \frac{R}{2\pi e}\delta \cot\alpha,$$

on mesurera le rendement ρ et, par suite, la puissance à transmettre à l'arbre de l'appareil.

Ces déterminations faites, on calculera la vitesse absolue de sortie des aubes et l'on en déduira le tracé exact de la volute en calculant les sections d'après cette vitesse et en multipliant par 1,8 le chiffre obtenu. Le développement de la volute pourra d'ailleurs se faire dans le sens permis par les conditions d'encombrement de l'appareil.

Enfin, à l'aide des données recueillies, on pourra calculer les détails du disque. Les règles en usage à Indret, pour la détermination de ces détails, sont les suivantes :

Le diamètre de l'ouïe est environ 0,65 D, D étant le diamètre extérieur des ailes.

La largeur des ailes à la sortie du disque est calculée de façon que la section de passage soit égale à celle de l'ouïe.

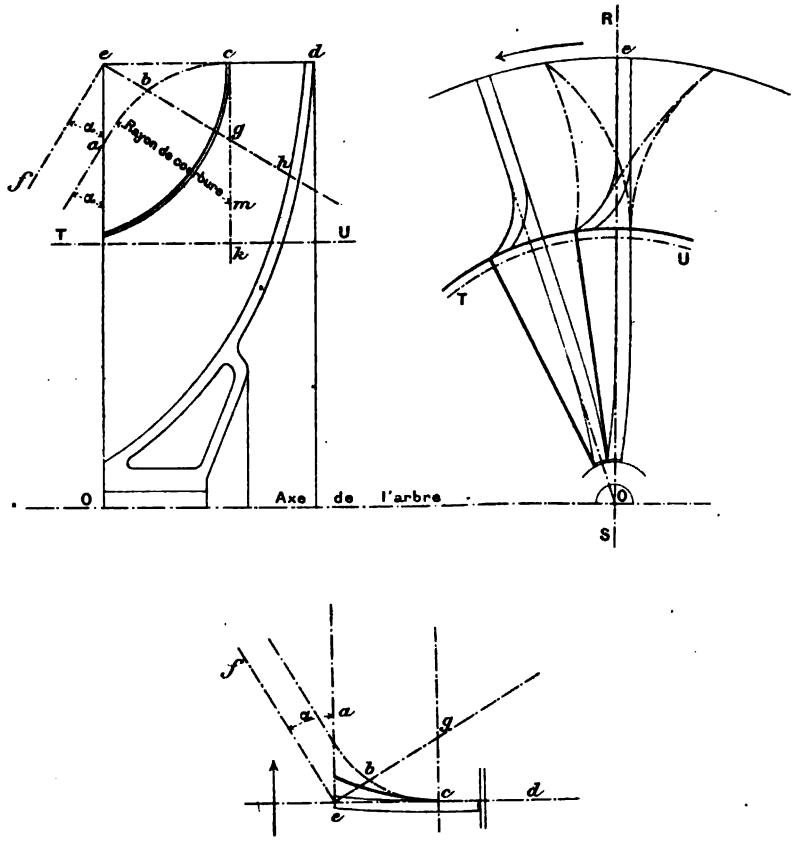
Le tracé des ailes est fait de la manière suivante (*fig.* 17) :

Pour les ventilateurs à ailes radiales, les pales sont engendrées par une ligne droite perpendiculaire à l'axe de l'arbre et venant d'une part s'appuyer sur cet axe et, d'autre part, sur la ligne *abcd* tracée sur la surface latérale du cylindre dont *ed* est une génératrice.

La ligne *abcd* est composée d'une partie droite *cd* comprise entre les deux cloisons de la turbine et d'une partie courbe *abc* déterminée d'après les conditions suivantes :

Au point *e* de la ligne *eo*, on fait l'angle *oef* tel que $\tang \alpha = \frac{60 \times V}{\pi D N}$. On

Fig. 17.



mène *eh* perpendiculaire à *ef*, du point *c* on mène *ck* perpendiculaire à l'axe de l'arbre, la distance *eg* donne le rayon de courbure.

Du point *c* et sur *ck* on porte $cm = eg$ et du point *m*, avec *eg*, on décrit l'arc *abc*.

Pour les ventilateurs à ailes inclinées, la droite génératrice est raccordée, à une distance de l'axe égale au rayon de l'ouïe, à un arc de cercle coupant la circonférence extérieure suivant l'angle cherché.

Si le circuit est alimenté par deux ventilateurs au lieu d'un seul, la détermination des conditions de fonctionnement de chacun des appareils est plus délicate. Nous allons montrer comment elle peut cependant être résolue, sous certaines réserves, à l'aide des caractéristiques.

Couplage des ventilateurs.

Le couplage des ventilateurs peut être fait de deux manières :

1° En quantité, si les ventilateurs aspirent ou refoulent tous deux dans une canalisation commune;

2° En tension, si l'un refoule et l'autre aspire dans une même portion de canalisation.

Couplage en quantité.

Pour simplifier l'exposé, nous considérerons d'abord le cas de deux ventilateurs refoulants. Les conclusions auxquelles nous serons conduit seront, d'ailleurs, également applicables au cas de deux ventilateurs aspirants.

L'hypothèse la plus générale serait celle d'après laquelle les deux ventilateurs, que nous supposons refouler dans une canalisation commune, seraient alimentés par deux canalisations d'aspiration indépendante, dont la résistance serait variable avec le débit. Dans ces conditions, l'analyse du fonctionnement serait très compliquée.

La question peut, au contraire, se résoudre par des constructions géométriques très simples, si l'on suppose que les deux ventilateurs aspirent dans une canalisation commune (ou directement à l'air libre), ou si l'on suppose que les conduits d'aspiration sont différents, mais ont une résistance indépendante du débit d'air qui y circule. Ces deux cas s'appliquent, d'ailleurs, avec une approximation suffisante à la plupart des cas que l'on rencontre alors dans la pratique.

Premier cas. — Les deux ventilateurs aspirent dans une canalisation commune.

La pression créée par chacun des ventilateurs est la même. C'est la pression H nécessaire pour vaincre la résistance totale du circuit extérieur.

Les débits seront en général différents : soient q_1 et q_2 ces débits.

Les choses se passeront comme si les ventilateurs fonctionnaient respectivement sous les ouvertures

$$O_1 = \frac{q_1}{\sqrt{2gH}} \qquad \text{et} \qquad O_2 = \frac{q_2}{\sqrt{2gH}}.$$

Ces ouvertures sont entre elles comme les débits et leur somme est égale à l'ouverture totale du circuit extérieur.

On obtiendra facilement les ouvertures O_1 et O_2 en traçant de part et d'autre d'un axe OY commun les courbes donnant pour chaque ventilateur la valeur des coefficients manométriques en fonction des ouvertures [1].

---

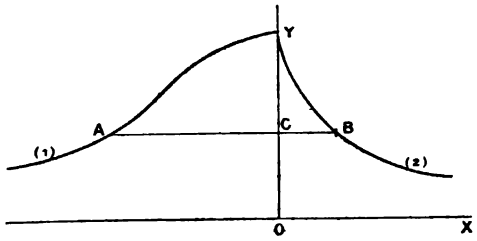
[1] Les ouvertures à considérer ici sont, bien entendu, les ouvertures réelles et non plus les ouvertures réduites.

Soit (1) et (2) ces deux courbes qui se déduisent immédiatement des caractéristiques usuelles.

Le débit fourni par chaque ventilateur dépendra du rapport des vitesses circonférientielles.

Si les vitesses circonférentielles sont les mêmes il suffira, pour obtenir le

Fig. 18.



débit, de tracer la parallèle à OX telle que le segment AB intercepté entre les deux courbes soit égal à l'ouverture du circuit extérieur (*fig.* 18).

Soit C le point de rencontre de cette droite avec OY. On aura

$$O_1 = A \quad \text{d'où} \quad q_1 = AC\sqrt{2gH}$$

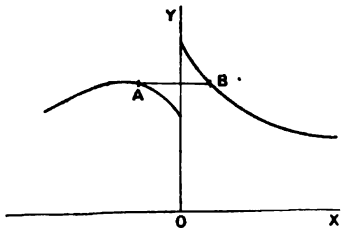
et

$$O_2 = B \quad \text{d'où} \quad q_2 = CB\sqrt{2gH}.$$

Si les vitesses circonférentielles sont dans un rapport donné $\frac{U_2}{U_1}$, on procédera de même après avoir amplifié les ordonnées de la courbe (2) dans le rapport $\frac{U_2^2}{U_1^2}$.

Il est à remarquer que si l'une des caractéristiques remonte à partir de l'origine, comme c'est le cas pour les ventilateurs centrifuges à ailes penchées en avant, on peut, pour les ouvertures très faibles, intercepter une

Fig. 19.

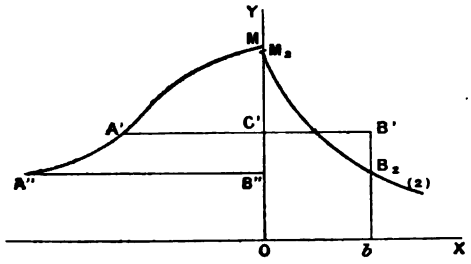


infinité de lignes AB entre les deux courbes (*fig.* 19). Le fonctionnement est alors instable dans cette région.

Réciproquement, si l'on se donne le débit que devra réaliser chaque ventilateur, on connaîtra par suite les ouvertures correspondantes et l'on pourra déterminer le rapport qui devra exister entre les vitesses circonférentielles.

Pour cela, on tracera la parallèle A'B' à OX (*fig.* 20) telle que le segment intercepté entre la courbe (1) et OY corresponde à l'ouverture A'C'

Fig. 20.



du ventilateur (1). Le point correspondant à l'ouverture totale viendra en B'. L'ordonnée correspondante B'*b* coupe la courbe (2) en B_2.

On devra avoir

$$\frac{U_2^2}{U_1^2} = \frac{B'b}{B_2 b}.$$

Un cas particulier intéressant sera celui où le point B' se confondra avec C'. Soit A''B'' la position correspondante. Le ventilateur (2) ne produit plus de travail.

Le rapport des vitesses circonférentielles est alors le suivant :

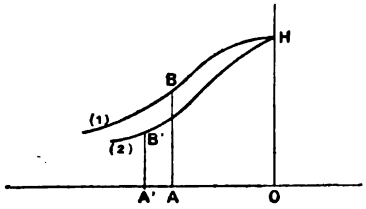
$$\frac{U_2}{U_1} = \sqrt{\frac{B''O}{M^2O}}.$$

Si ce rapport prend une valeur moindre, il y a inversion dans le courant d'air du ventilateur (2). Il y a intérêt à remplacer ce ventilateur par une cloison pleine.

Deuxième cas. — Les deux ventilateurs aspirent chacun dans un conduit différent; mais les résistances (ou les ouvertures) des différentes portions de circuit sont indépendantes du débit.

Ce cas se ramène au précédent en considérant non plus les caractéristiques des ventilateurs seuls, mais d'une part les courbes analogues relatives à l'ensemble de chaque ventilateur et de son conduit d'aspiration, et d'autre part, l'ouverture de la portion restante du circuit extérieur.

Fig. 21.



Soit (1) (*fig.* 21) la courbe donnant le coefficient manométrique du ventilateur en fonction de l'ouverture.

Nous déterminerons la courbe (2) ayant pour abscisse le coefficient manométrique de l'ensemble constitué par le ventilateur et son conduit d'aspiration et pour ordonnée l'ouverture restante.

Pour cela, considérons le point B de la courbe (1) correspondant à l'ouverture OA.

$$AB = \frac{gH_v}{U^2},$$

en désignant par H_v la pression créée par le ventilateur.

Puisque nous considérons l'ensemble du ventilateur et de son conduit d'aspiration, l'ouverture de la portion de circuit restante qui détermine l'abscisse OA′ du point correspondant de la nouvelle courbe satisfera à la condition

$$(a) \qquad \frac{1}{OA'^2} = \frac{1}{OA^2} - \frac{1}{O_1^2},$$

Ou_1 étant l'ouverture du circuit d'aspiration.

Soit H_c la pression absorbée par le conduit d'aspiration. Le coefficient manométrique de l'ensemble sera égal à

$$A'B' = \frac{2g(H_v - H_c)}{U^2} = \frac{2g(H_v - H_c)}{q^2} \times \frac{q^2}{2gH_v} \times \frac{2gH_v}{U^2}$$

ou

$$(b) \qquad A'B' = \frac{2g(H_v - H_c)}{U^2} = \frac{1}{OA'^2} \times OA^2 \times AB.$$

Les équations (a) et (b) permettent de déterminer les abscisses et les ordonnées de la nouvelle courbe. On se trouve ainsi ramené au cas précédent, la longueur à intercepter correspondant non plus à l'ouverture totale du circuit extérieur, mais à l'ouverture du conduit commun de refoulement.

Il est évident que tous les raisonnements qui précèdent se fussent appliqués de la même manière au cas de deux ventilateurs aspirants. La méthode indiquée s'applique donc indifféremment aux deux cas.

Couplage en tension.

Dans le couplage en tension, ce n'est plus la pression créée, mais le débit qui est le même pour les deux ventilateurs.

L'étude du fonctionnement peut se faire par un procédé analogue à celui qui vient d'être indiqué pour le couplage en quantité.

Les courbes à considérer sont celles qui donnent les coefficients de débit en fonction de la résistance du circuit extérieur.

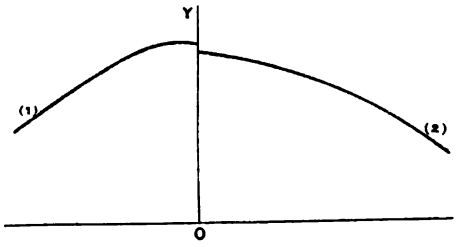
Ces courbes se déduisent sans aucune difficulté des caractéristiques usuelles.

On portera les deux courbes de part et d'autre d'un axe OY commun (*fig.* 22).

La longueur à intercepter est la résistance totale du circuit extérieur. Il

est à remarquer que le problème se trouve ainsi résolu dans le cas le plus général, sans aucune restriction, puisque le débit est connu et que l'on peut par suite déterminer la résistance de chaque portion de circuit.

Fig. 22.



Comme cas particulier intéressant, nous ferons remarquer que si la résistance totale est interceptée entre la courbe (1) et l'axe OY, l'action du ventilateur (2) est nulle.

Si l'on diminue le rapport des vitesses circonférentielles au-dessous du chiffre correspondant, le courant n'est pas inversé dans le ventilateur (2), mais le ventilateur fonctionne comme récepteur d'énergie. Il y a intérêt à remplacer ce ventilateur par un conduit offrant une résistance au plus égale à l'enveloppe.

Il est intéressant, dans une installation de ce genre, de déterminer la valeur de la pression en un point quelconque de la portion de circuit comprise entre les deux ventilateurs.

Il suffit pour cela de connaître la résistance du circuit extérieur en amont ou en aval du point M considéré.

Soit Gc_1 la résistance d'amont entre l'origine du circuit et le point M.

Soit, d'autre part, Gv_1 la résistance sur laquelle fonctionne le ventilateur d'amont, déterminée par la construction indiquée ci-dessus.

La pression créée par le ventilateur est

$$Hv_1 = \frac{q^2 Gv_1}{g}.$$

La pression absorbée par la canalisation jusqu'au point M est

$$Hc_1 = \frac{q^2 Gc_1}{g}.$$

L'excès de pression du point M sur la pression extérieure est

$$Hv_1 - Hc_1 = \frac{q^2}{g}(Gv_1 - Gc_1).$$

Réciproquement, si on se donne *a priori* la différence $Hv_1 - Hc_1$, on peut en déduire Gv_1 et déterminer les conditions de vitesse relative à imposer aux ventilateurs.

Dans la plupart des applications, le local dont on veut assurer la ventilation se trouve précisément compris entre les deux ventilateurs.

Si l'on a soin de déterminer le rapport des vitesses de façon que $Hc_1 = Hc_1$ pour la portion du circuit constituée par ce local, l'écart entre la pression intérieure et la pression extérieure devient nul, l'ouverture d'une issue ne donnera lieu à aucun courant d'air.

Le cas de deux ventilateurs installés pour un même circuit est assez fréquent à bord des bâtiments. L'application des méthodes précédentes montre que ces sortes d'installations doivent être effectuées avec beaucoup de précautions, si les ventilateurs sont de modèles différents. Les précautions à prendre prennent une importance toute particulière si les ventilateurs sont actionnés par des moteurs électriques.

Cas des ventilateurs actionnés par des moteurs électriques. — La détermination exacte des conditions de fonctionnement des ventilateurs est tout particulièrement importante lorsque les appareils doivent être actionnés par des moteurs électriques, car ces moteurs sont en général calculés pour fonctionner en régime normal au voltage maximum dont on dispose, tandis que les moteurs à vapeur fonctionnent le plus souvent à une pression moindre que celle dont on peut disposer. On dispose ainsi d'un élément de moins pour le réglage des moteurs électriques. Il est donc indispensable de calculer très exactement la résistance du circuit extérieur et d'apprécier par l'examen de la caractéristique l'influence d'une erreur dans les prévisions.

Ventilation des compartiments des machines et des chaufferies à bord des navires.

La présente étude a été faite spécialement en vue de la ventilation des compartiments des machines et des chaufferies, qui est particulièrement difficile à bord des navires de guerre modernes et qui a donné lieu à de fréquents mécomptes.

Ventilation des machines. — On a longtemps discuté pour savoir s'il était préférable d'installer par aspiration ou par refoulement la ventilation nécessairement artificielle des compartiments des machines motrices.

On a pu se rendre compte, par ce qui précède, qu'il n'y a pas de différence, au point de vue du fonctionnement, entre un ventilateur aspirant et un ventilateur refoulant, en tenant compte, bien entendu, des dispositions adoptées pour le raccordement du ventilateur au reste du circuit.

En réalité, la ventilation de compartiments aussi importants que ceux des machines motrices à l'aide d'un seul appareil présente l'inconvénient de créer dans le compartiment même une dépression ou une surpression [1]

---

[1] Nous avons constaté dans les compartiments des machines du *Bouvet* une surpression de 13^{mm} d'eau.

qui rompt l'équilibre avec les compartiments voisins lorsqu'on ouvre une porte de communication.

Aussi a-t-on adopté, d'une façon générale, le système consistant dans l'emploi de deux ventilateurs, l'un aspirant, l'autre refoulant.

Les conditions de fonctionnement de ces deux appareils doivent être déterminées de façon que la pression atmosphérique règne dans le compartiment. Il est à désirer également que les appareils puissent être poussés de telle sorte que l'un d'eux suffise à la rigueur en cas d'avarie de l'autre.

L'usage des conduits d'aération distribuant l'air en différents points de la machine paraît complètement abandonné. On se contente d'amener l'air frais en bas et de placer en haut l'aspiration de l'air chaud.

En réalité, la circulation de l'air est assez lente pour que les couches se superposent naturellement d'après leur température. Il paraît surtout nécessaire de placer l'aspiration d'air chaud aussi près que possible du plafond.

Nous avons eu l'occasion, en supprimant les conduits de distribution d'air dans les machines du *Galilée*, de constater que cette suppression n'avait eu aucun effet fâcheux sur la ventilation.

Ventilation des chaufferies. — La ventilation des chaufferies a pour but à la fois de fournir l'air nécessaire à la combustion et de renouveler l'air échauffé par la présence des chaudières et du tuyautage.

Dans les conditions de navigation, cette ventilation est assurée par le tirage des cheminées.

Nous ne nous occuperons ici que du tirage forcé en vase clos obtenu en refoulant l'air, à l'aide de ventilateurs, dans la chaufferie.

La pression d'air à produire en pareil cas dépend de la quantité de charbon brûlé par mètre carré de grille. M. de Maupeou a donné pour la détermination de cette pression la formule suivante :

$$h = \frac{mP^2}{10000},$$

h est le tirage total exprimé en millimètres d'eau, P le poids de charbon en kilogrammes brûlé par heure et par mètre carré de grille. m est un coefficient variant de 8 à 10.

Cette formule suppose que la résistance de la grille est constante, ce qui paraît tout à fait rationnel.

On a objecté, il est vrai, que pour un assez grand nombre d'essais faits aux combustions très élevées, les pressions réalisées ont été beaucoup moindres que celles qu'indique cette formule; mais il ne faut pas conclure de ce qu'une pression d'air a permis de brûler une quantité de charbon déterminée, que cette pression d'air soit la meilleure.

En réalité, avec une pression déterminée, on peut brûler des quantités très variables de combustible, la distillation remplaçant la combustion lorsque,

par suite de la valeur trop faible de la pression, la proportion d'air cesse d'être suffisante.

Il est, d'autre part, tout à fait naturel de supposer que la résistance de la grille doit rester sensiblement constante. D'ailleurs, les constructeurs paraissent également d'accord pour reconnaître que, pratiquement, l'emploi des pressions d'air élevées donne de meilleurs résultats économiques et rend la chauffe plus facile.

D'autre part, une chaufferie possédant en général plusieurs chaudières, il est nécessaire, comme dans toute distribution en dérivation, qu'il existe une surcharge entre la chaufferie même et les cendriers pour que la combustion soit uniforme (1).

Toutes ces raisons conduisent à l'adoption de pressions assez fortes. Il semble qu'on puisse adopter la valeur la plus élevée de la formule de M. de Maupeou pour la pression statique à établir dans la chaufferie (sans rien défalquer pour le tirage naturel), soit

$$h = \frac{p^2}{1000}.$$

Ce qui donne, en mètres d'air,

$$H = \frac{0,8p^2}{1000}.$$

Pour le débit d'air à prévoir pour le ventilateur, on admet généralement le chiffre de 25^{mc} d'air par kilogramme de charbon brûlé.

Nous avons fait à ce sujet, à bord du *Carnot* et à bord du *Galilée*, des mesures directes qui nous ont donné 21^{mc} environ par kilogramme de charbon brûlé, la combustion étant bonne et le renouvellement d'air suffisamment assuré. Le chiffre de 25^{mc} paraît donc bien choisi pour l'établissement d'un projet.

Connaissant la pression H et le débit q, il est facile de calculer les conditions de fonctionnement des ventilateurs.

Application. — Nous allons donner comme exemple le calcul de la ventilation de la chaufferie milieu du *Henri IV*.

Les données sont les suivantes :

Surface de grille de la chaufferie.....	38^{mq}
Combustion de charbon totale par heure.....	5500^{kg}
Combustion de charbon par heure et par mètre carré de grille.....	145^{kg}

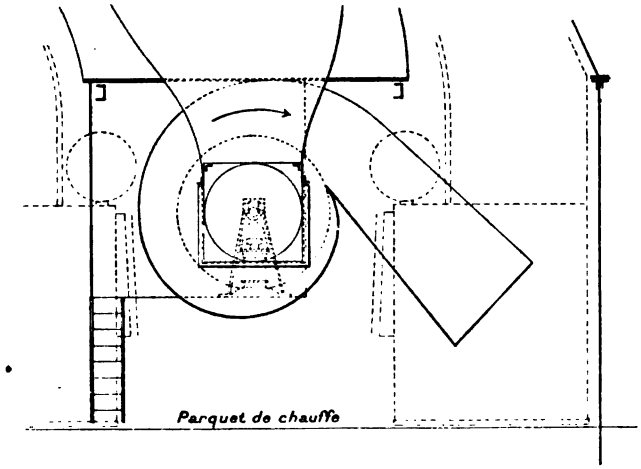
Le débit d'air sera par heure $5500 \times 25 = 138000^{mc}$, soit, par seconde, 38^{mc}.

$$\text{Pression d'air } H = \frac{0.8 \times 145^{kg}}{1000} = 16^{m},8, \text{ soit } 17^{m}.$$

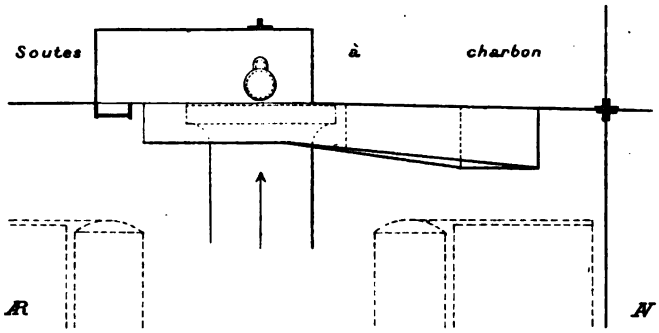
(1) Il est d'ailleurs à remarquer que l'étranglement par le cendrier régularise, dans une certaine mesure, le débit d'air malgré les variations de résistance de la couche de charbon. Cet étranglement agit à ce point de vue comme les résistances installées sur les lampes à arc.

On a prévu deux ventilateurs installés comme l'indique le croquis ci-joint (*fig.* 23). Ces ventilateurs sont du même type que ceux du *Saint-Louis*. Le

Fig. 23.



Vue longitudinale.



Projection horizontale.

diamètre du disque est de $1^m,80$. Le débit de chacun d'eux sera donc de 19^{mc}.

La résistance du puits central dans lequel ils aspirent peut être négligée.

Il en est de même du conduit cylindrique qui lui est relié par un ajutage progressif.

D'autre part, la section de sortie de l'amortisseur est de 1^{mq}.

La vitesse de sortie sera donc égale à 19^m.

La pression correspondante est égale à

$$\frac{19^2}{2g} = 19^m.$$

La pression totale à créer pour le ventilateur est donc de

$$17 + 19 = 36^m.$$

L'ouverture est égale à

$$O = \frac{q}{\sqrt{2gH}} = \frac{19}{\sqrt{2g \times 36}} = 0,71,$$

et l'ouverture réduite

$$\frac{O}{R^2} = \frac{0,71}{0,92} = 0,88.$$

La valeur de μ correspondante relevée sur la caractéristique est égale à 0,41.

Donc

$$\frac{gH}{u^2} = 0,41,$$

$$u^2 = \frac{g \times 36}{0,41} = 865,$$

$$u = 29,4$$

$$N = 312 \text{ tours.}$$

Le diamètre de l'ouïe étant de $1^m,20$, la largeur e du disque à la sortie sera telle que

$$\pi \times 1,8 \times e = \frac{\pi \times 1,20^2}{4}$$

d'où

$$e = 0,20.$$

La vitesse normale de sortie des aubes sera

$$\frac{19}{\pi \times 1,8 \times e} = 16^m,8.$$

Donc

$$a_1 = u + W = 16,8 + 29,4 = 462,$$

$$a_1 u_1 = gH_t = 1360,$$

$$H_t = 138.$$

La puissance à communiquer à l'arbre devra être égale à (¹)

$$\frac{\pi H q}{75} = \frac{138 \times 19}{0,8 \times 75} = 44^{chx}.$$

La puissance indiquée du moteur, en admettant un rendement de 0,8, devra donc être de

$$\frac{44}{0,8} = 55^{chx}.$$

L'allure étant connue, on en déduira facilement les éléments du moteur.

Enfin, il serait facile, d'après les chiffres indiqués ci-dessus pour l'ouverture, d'apprécier l'influence de l'ouverture d'une porte ou d'un défaut d'étanchéité de la chaufferie.

(¹) π étant le poids du mètre cube d'air qu'on peut prendre égal à $\frac{1}{0,8}$.

CALCUL GRAPHIQUE

DES JOINTS RIVÉS ET DES CALES DE RENFORT,

PAR M. ÉTIENNE COLINET,
Élève de l'École du Génie maritime.

La théorie mathématique des joints rivés a été donnée pour la première fois, en 1880, par M. Clauzel, Ingénieur de la Marine, actuellement Directeur de l'École d'application du Génie maritime. La méthode nouvelle qui fait l'objet de cette étude permet de faire graphiquement tous les calculs résultant de l'application des formules établies dans cette théorie générale, complétée par l'addition du coefficient de fraisure introduit depuis. Si l'exposé de cette méthode paraît un peu compliqué, on verra, en revanche, qu'elle conduit à des tracés très simples et très rapides.

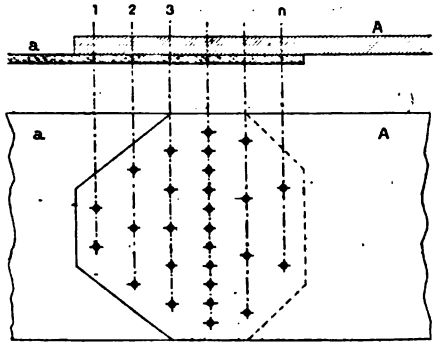
Rappel des relations fondamentales de la théorie générale.

Rappelons tout d'abord les relations fondamentales sur lesquelles est basée la théorie générale et auxquelles doit satisfaire un joint rivé.

On les établit comme il suit :

Étant données (*fig.* 1) deux tôles a et A, d'épaisseurs e et E, assemblées par n files de rivets, désignons par :

Fig. 1.



t et t_p la résistance de la tôle a en dehors du joint et suivant la file de rivets de rang p;

T et T_p les mêmes éléments pour la tôle A ;
r_p la résistance totale au cisaillement de la file p;
$\Sigma_1^p r$ la somme des résistances des rivets des files de 1 à p.

Le mode de rupture le plus simple est celui pour lequel la tôle a se rompt suivant la file 1, et l'effort correspondant est t_1; ce sera la résistance du joint si tous les autres modes de rupture possibles exigent un effort égal ou supérieur à t_1, et cette résistance ne peut pas être plus grande. Lorsque la condition qui vient d'être rappelée est réalisée, la résistance relative de l'assemblage est

$$\rho = \frac{t_1}{t}$$

et les éléments du joint doivent alors satisfaire aux trois relations que l'on établit de la manière suivante :

Supposons d'abord la tôle A assez épaisse pour qu'elle ne rompe en aucun point; la rupture de l'assemblage peut avoir lieu :

1° Soit par déchirement de la tôle a suivant une file quelconque p avec cisaillement de tous les rivets qui précèdent, ce qui exige un effort égal à $t_p + \Sigma_1^{p-1} r$, et il faut, dès lors, avoir sur une file quelconque

$$t_p + \Sigma_1^{p-1} r \geqq t_1 ; \tag{1}$$

2° Soit par cisaillement de tous les rivets, ce qui exige

$$\Sigma_1^n r \geqq t_1. \tag{2}$$

En vue de l'exposé qui va suivre, nous écrirons ces deux équations sous la forme

$$(t - t_1) + \Sigma_1^{p-1} r \geqq (t - t_p), \tag{1 bis}$$

$$(t - t_1) + \Sigma_1^n r \geqq t. \tag{2 bis}$$

Enfin, on démontre que la condition d'avoir, pour toute combinaison qui supposerait la rupture de la tôle A suivant une file quelconque, une résistance supérieure à t_1 se traduit par la relation

$$T_p \geqq \Sigma_1^p r. \tag{3}$$

Si ces relations (1), (2) et (3) deviennent des égalités, le joint est d'égale résistance.

Principe de la méthode graphique.

La solution graphique du problème repose sur la remarque suivante.

Appelons :

e et l l'épaisseur et la largeur de la tôle a;
E et L les mêmes données pour la tôle A;
R la résistance à la rupture des tôles par traction;

R′ la résistance des rivets au cisaillement;
D_p le diamètre des rivets de la file p;
α le coefficient de fraisure tel que le produit αDe représente la section enlevée à une tôle d'épaisseur e par un trou de rivet fraisé de diamètre D
N_p le nombre de rivets de la file p.

Dans une file donnée, chaque rivet diminue la résistance de la tôle de

$$S_p = \alpha D_p e R.$$

Chaque rivet oppose au cisaillement la résistance

$$C_p = \frac{\pi D_p^2}{4} R'.$$

Posons

$$\lambda_p = \frac{C_p}{S_p} = \frac{\pi}{4} \frac{R'}{R} \frac{D}{\alpha e};$$

λ_p est une quantité connue.

Il est facile, avec ces données, de déterminer graphiquement pour chaque file la résistance totale des rivets de cette file :

$$C_p N_p = r_p,$$

d'après la perte de résistance de la tôle due aux trous

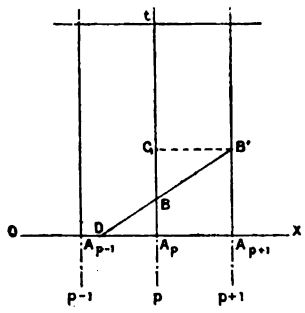
$$S_p N_p = t - t_p,$$

leur rapport étant

$$\lambda_p = \frac{C_p}{S_p}.$$

Traçons perpendiculairement à une ligne de base OX (*fig.* 2) des lignes

Fig. 2.



équidistantes dont chacune se rapportera à la file de rivets correspondante; sur l'une d'elles p portons

$$AB = S_p N_p = t - t_p,$$

et portons à gauche de A_p

$$AD = A_p A_{p+1} \times \frac{1}{\lambda}.$$

Menant la droite DBB′ et par B′ la parallèle B′C à la ligne de base, on a

par les triangles semblables

$$\frac{C_p N_p}{S_p N_p} = \frac{BC}{A_p B} = \lambda.$$

Donc BC et AB représentent respectivement pour la file p, à la même échelle ε_r, la résistance des rivets de cette file et la perte de résistance de la tôle due aux trous.

De plus, $A_p B$ est une longueur proportionnelle au nombre de rivets de N_p de la file p et représente ce nombre de rivets à une échelle ε_n.

Enfin, si l'on porte $A_p t$ représentant, toujours à l'échelle ε_r, la résistance leR de la tôle pleine, Bt représentera la résistance t_p de la tôle suivant la file considérée, et $A_p t$ représentera aussi, à une autre échelle ε_l, la largeur de la tôle pleine.

La relation des trois échelles se voit aisément, car on a

$$A_p B = \alpha D_p e N_p R . \varepsilon_r = N_p . \varepsilon_n,$$

$$A_p t = leR . \varepsilon_r = l\varepsilon_t,$$

d'où

$$\frac{\varepsilon_n}{\alpha D_p e R} = \frac{\varepsilon_r}{1} = \frac{\varepsilon_t}{eR},$$

$$\varepsilon_t = \frac{\varepsilon_n}{\alpha D_p}.$$

Dans les constructions on choisira une échelle simple pour le nombre des rivets; par exemple $\varepsilon_n = 1^{cm}$ (1^{cm} pour 1 rivet) et l'on aura de suite

$$A_p t = \frac{leR}{\alpha D e R} \times 1^{cm} = \frac{l}{\alpha D} \times 1^{cm}.$$

Dans ce qui suit nous considérerons trois cas : 1° E arbitraire; 2° $E = e$; 3° $E > e$.

Premier cas : E *arbitraire*. — Raisonnons d'abord sur un joint dans lequel l'épaisseur de la tôle A est arbitraire. Supposons en premier lieu que les deux tôles aient même largeur et que les rivets aient le même diamètre dans toutes les files, λ est alors constant; c'est le cas ordinaire.

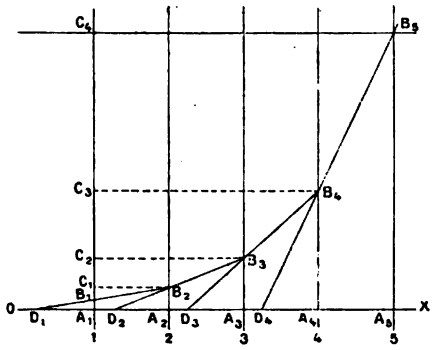
1° *Joint d'égale résistance*. — Cherchons à réaliser un joint d'égale résistance. Soient tracées (*fig.* 3) en $A_1, A_2, \ldots$ les ordonnées équidistantes se rapportant aux files successives, marquons à la distance $\frac{A_p A_{p+1}}{\lambda}$ à gauche de $A_1, A_2, \ldots$ les points $D_1, D_2, \ldots$. Portons sur la première ordonnée une longueur $A_1 B_1$ représentant à l'échelle arbitraire ε_n le nombre de rivets N_1 de la première file.

$A_1 B_1$ sera proportionnel à $(t - t_1)$.

Traçons $D_1 B_1$ jusqu'en B_2 à la rencontre de l'ordonnée suivante, puis de même $D_2 B_2 B_3$ et ainsi de suite, et projetons sur l'ordonnée 1 en $C_1, C_2, C_3, \ldots$ les points $B_2, B_3, B_4, \ldots$.

Si l'on prend aux files 2, 3, 4,... le nombre de rivets N_2, N_3,... représenté

Fig. 3.



par A_2B_2, A_3B_3,... on aura pour une file quelconque, la quatrième, par exemple,

$$A_1B_1 + B_1C_3 = A_4B_4,$$

c'est-à-dire

$$(t - t_1) + \Sigma_1^3 r = (t - t_4). \tag{1}$$

C'est la première condition pour qu'il y ait égale résistance pour toute combinaison impliquant rupture de la tôle a.

Le tracé montre que, dans ce cas, les nombres de rivets de deux files consécutives (3 et 4 par exemple) sont reliés par la proportion

$$\frac{A_4B_4}{A_3B_3} = 1 + \lambda.$$

Les nombres de rivets croissent donc en progression géométrique, ainsi que cela était démontré autrement dans la théorie générale.

Supposons que l'on s'arrête à la quatrième file; pour que la seconde condition soit satisfaite dans le cas de l'égale résistance, il faut que l'on ait

$$t - t_1 + \Sigma_1^4 r = t.$$

Or, sur le tracé, $(t - t_1)$ est représenté par A_1B_1.

$\Sigma_1^4 r$ est représenté par B_1C_4 à la même échelle, donc t sera représenté par A_1C_4.

La largeur l que devrait avoir la tôle a, pour que cette condition fût satisfaite, en partant du nombre de rivets N_1 à la première file, est ainsi déterminée.

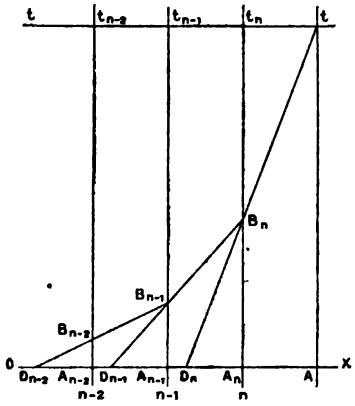
La résistance relative du joint serait alors

$$\rho = \frac{t_1}{t} = \frac{B_1C_4}{A_1C_4}.$$

En réalité, c'est cette largeur l de la tôle a qui est donnée; traçons alors (*fig.* 4), la ligne tt parallèle à OX à une distance At représentant l à l'échelle

ε_t correspondant à l'échelle ε_n choisie pour le nombre des rivets. Menons des ordonnées équidistantes aux points A, A_n, A_{n-1},... écartées de la distance prise pour unité des abscisses et portons à gauche à la distance $\frac{A_n A_{n-1}}{\lambda}$ les points D_n, D_{n-1},.... Il n'y a qu'à faire en sens inverse, en partant du point t,

Fig 4.



le tracé défini plus haut. Si l'on prend trois files de rivets, la ligne $n-2$ sera la première, les nombres de rivets de chaque file seront donnés par les longueurs $(AB)_{n-2}$, $(AB)_{n-1}$, $(AB)_n$.

La résistance relative sera $\rho = \frac{(Bt)_{n-2}}{At}$.

On peut voir aisément par ce tracé la loi suivant laquelle cette résistance relative varierait suivant le nombre de files. En effet, elle aura en général pour valeur

$$\rho = \frac{At - A_1B_1}{At} = 1 - \frac{A_1B_1}{At},$$

et puisque les longueurs A_1B_1, A_2B_2,... croissent suivant une progression géométrique dont la raison est $1+t$, on aura

$$\rho = 1 - \frac{1}{(1+\lambda)^n}.$$

C'est l'expression établie sous une autre forme dans la théorie générale.

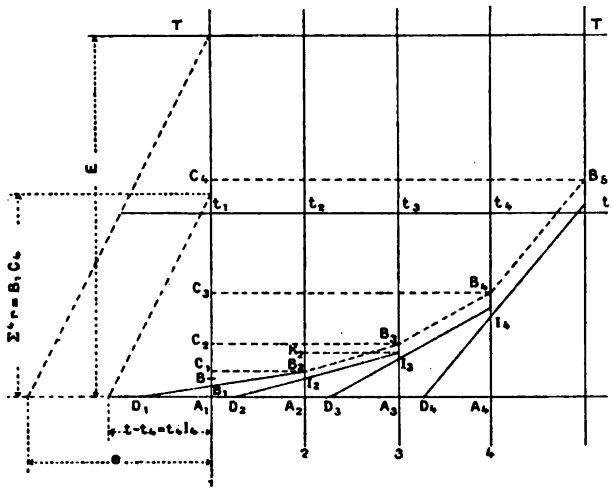
Nous verrons tout à l'heure comment on déterminerait dans ces deux cas l'épaisseur de la tôle A et sa largeur aux différentes files.

2° *Cas ordinaire où l'égale résistance pour toutes les combinaisons n'est pas réalisable.* — En général le tracé qui précède ne donnerait pas pour les nombres de rivets des différentes files des nombres entiers, par suite les conditions de l'égalité de résistance pour toutes les combinaisons ne seraient pas réalisables; on doit alors se contenter de satisfaire aux conditions générales sous forme d'inégalités en procédant comme il suit, selon que l'on donne : soit

la résistance relative à réaliser, le nombre de files étant arbitraire; soit le nombre de files à placer.

Résistance relative donnée. — La ligne tt' étant tracée (*fig.* 5) à la distance

Fig. 5.



définie par la largeur de la tôle a et l'échelle étant choisie pour le nombre de rivets, marquons $A_1 B_1$ tel que l'on ait

$$\frac{B_1 t_1}{A_1 t_1} = \rho.$$

Si $A_1 B$ ne représente pas un nombre exact de rivets on prend le point le plus voisin B_1 satisfaisant à cette condition et la résistance relative sera

$$\rho = \frac{B_1 t_1}{A_1 t_1}.$$

Partant de là, pour satisfaire à l'égalité de résistance d'après la condition

$$(t - t_1) + \Sigma_1^{p-1} r \geqq (t - t_p),$$

d'où, pour la deuxième file,

$$(t - t_1) + r_1 \geqq t - t_2,$$

le nombre des rivets N_2 de la seconde file devrait être représenté à l'échelle choisie par $A_2 B_2$ déterminé par la sécante $D_1 B_2$.

Si $A_2 B_2$ ne donne pas un nombre entier, on prendra le nombre immédiatement inférieur représenté par $A_2 I_2$ et la condition sera satisfaite sous forme d'inégalité.

De même N_3, correspondant à l'égalité de résistance, sera donné par $A_3 B_3$ déterminé par la sécante $B_2 B_3$ parallèle à $D_2 I_2$, car on voit, comme précédemment, que la résistance des rivets de nombre N_2 est représentée par $I_2 K_2$ ou son égale $C_1 C_2$; si $A_3 N_3$ ne donne pas un nombre exact, on prend le nombre

immédiatement inférieur représenté par $A_3 I_3$, et ainsi de suite, et l'on projette chaque fois en $C_3 C_4$, ... sur l'ordonnée 1 les points B_3, B_4, B_5 marqués comme il vient d'être dit [1].

La deuxième condition est satisfaite, dans le cas de la figure, à la quatrième file pour laquelle le point C_4 tombe au-dessus de tt_1, car on a alors

$$A_1 B_1 + B_1 C_4 > A_1 t_1,$$

c'est-à-dire

$$(t - t_1) + \Sigma_1^4 r > t. \tag{2}$$

Il reste à déterminer l'épaisseur de la seconde tôle A et sa largeur aux différentes files.

Épaisseur de la seconde tôle. — Pour ce qui concerne l'épaisseur E de la tôle A, supposons qu'elle ait même largeur que la tôle a.

La troisième condition qui la concerne est

$$T_p \geqq \Sigma_1^p r. \tag{3}$$

Si elle est satisfaite pour la dernière file, elle le sera, *a fortiori*, pour les autres, si la largeur de la tôle A reste la même. Il suffit donc que l'on ait

$$T_n \geqq \Sigma_1^n r. \tag{3 bis}$$

Or la résistance T de la tôle pleine A est reliée à la résistance t de la tôle a par la relation

$$\frac{T}{t} = \frac{E}{e},$$

d'où

$$T = t\frac{E}{e} = t\varphi,$$

en posant

$$\frac{E}{e} = \varphi.$$

Pour une file quelconque p, la résistance perdue par les trous est

$$\alpha' DERN_p,$$

ou en négligeant la faible variation du coefficient de fraisure avec l'épaisseur de la tôle

$$\alpha DERN_p = \varphi \alpha D e RN_p.$$

On a donc

$$(T - T_p) = (t - t_p)\varphi,$$

d'où

$$T_p = \varphi t_p.$$

Pour la file n (la quatrième sur la figure), t_p est représenté par $t_4 I_4$ et $\Sigma_1^n r$,

---

[1] En opérant sur un papier quadrillé, il est facile de marquer immédiatement les points donnant des nombres ronds.

par B_1C_4; la condition (3 *bis*) donne donc

$$\varphi\, \overline{t_4 I_4} \geqq B_1 C_4,$$

elle sera satisfaite par

$$\frac{E}{e} = \varphi = \frac{B_1 C_4}{t_4 I_4},$$

et l'épaisseur E se déterminera par la construction d'une quatrième proportionnelle [1].

Supposons maintenant que les tôles A et a aient des largeurs différentes L et l; les résistances T et t de ces deux tôles sont liées par la relation

$$\frac{T}{t} = \frac{EL}{el} = \varphi \frac{L}{l}.$$

Comme dans le cas précédent, on a

$$\frac{T - T_p}{t - t_p} = \frac{N_p \alpha DER}{N_p \alpha DeR} = \varphi,$$

d'où

$$\frac{T - T_p}{t - t_p} = \frac{T}{t}\frac{l}{L}.$$

Mais comme on doit satisfaire à la troisième condition

$$T_p \geqq \Sigma_1^p r,$$

on peut écrire, pour déterminer la valeur minimum de T,

$$\frac{T - \Sigma_1^p r}{t - t_p} = \frac{T}{t}\frac{l}{L},$$

d'où l'on tire

$$\frac{T}{t} = \frac{\Sigma_1^p r}{t - (t - t_p)\frac{l}{L}},$$

ou en remplaçant $\frac{T}{t}$ par $\frac{El}{eL}$,

$$\frac{E}{e} = \frac{\Sigma_1^p r}{t\frac{L}{l} - (t - t_p)}.$$

On peut construire d'abord $t\frac{L}{l}$ par une quatrième proportionnelle, puis $\frac{E}{e}$ par une nouvelle quatrième proportionnelle.

Réductions de largeur. — L'épaisseur E étant maintenant fixée (*fig.* 6), soit TT la ligne tracée à une distance de OX représentant la résistance T de la tôle A pleine. Dans l'hypothèse où les largeurs sont supposées égales, on

---

[1] La construction de E est indiquée à gauche de la *fig.* 5.

l'obtiendra simplement en prenant

$$\frac{OT}{Ot} = \varphi.$$

Aux différentes files il suffit que l'on ait

$$T_p \geqq \Sigma_1^p r. \tag{3}$$

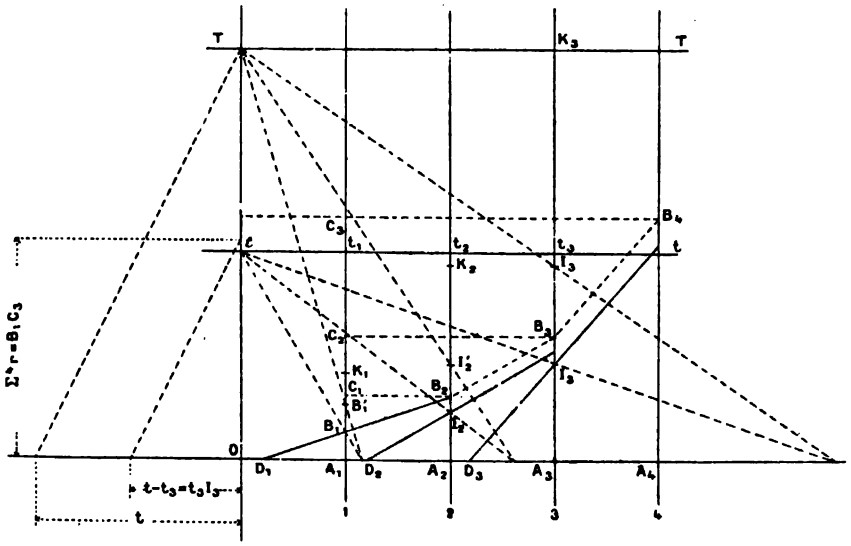
Il suffit donc que la largeur L'_p de la tôle A au droit de la file p soit telle que la résistance T'_p de cette tôle non percée satisfasse à la relation

$$(T'_p - T_p) + \Sigma_1^p r \leqq T'_p.$$

Le premier terme est la part de résistance enlevée par les trous de rivets.

Si l'on marque les points B'_1, I'_2, I'_3, ... obtenus en augmentant toutes

Fig. 6.



les ordonnées A_1B_1, A_2I_2, A_3I_3, ... dans le rapport φ, ces longueurs représenteront la résistance perdue par la tôle A par la présence des trous.

Si pour une file quelconque p on ajoute à $A_pI'_p$ la longueur I'_pK_p égale à B_1C_p représentant le terme $\Sigma_1^p r$ il suffira de prendre $T'_p = A_pK_p$, car on a alors

$$A_pI'_p + B_1C_p = A_pK_p,$$

c'est-à-dire

$$(T'_p - T_p) + \Sigma_1^p r = T'_p,$$

et A_pK_p représentera, à l'échelle des largeurs, la largeur suffisante suivant la file considérée.

Le nombre de files est donné (*fig.* 7).

Soit $n = 4$.

Partant du point t sur la cinquième verticale et menant les droites tD_1, B_1D_3, ... l'égalité de résistance conduirait au contour $tB_4B_3B_2B_1D_1$ et la

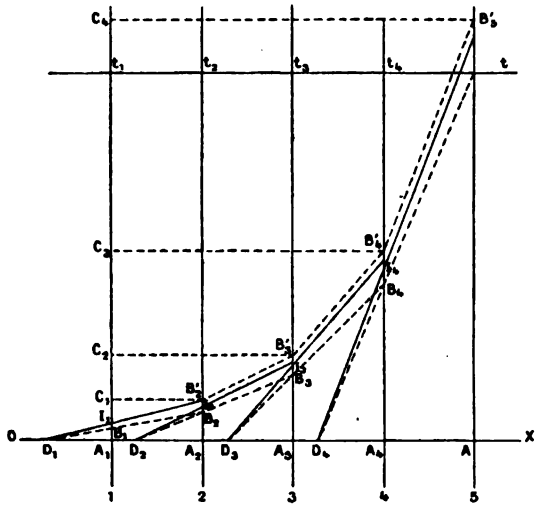
résistance relative ρ . ·rait donnée par le rapport $\frac{B_1 t_1}{A_1 t_1}$; si $A_1 B_1$ représentait un nombre entier de rivets, cette résistance relative serait la plus grande que l'on pourrait obtenir, car s'il n'en est pas ainsi et si l'on marque un point I_1 tel que la longueur $A_1 I_1$ représente un nombre entier de rivets, le point I_1 devra être pris au-dessus du point B_1 pour que le point B'_5 tombe au-dessus du point t sur la cinquième verticale, c'est-à-dire pour que la condition (2) soit satisfaite. On marquera donc le point I_1 tel que la longueur $A_1 I_1$ représente le nombre entier immédiatement supérieur au nombre fractionnaire représenté par $A_1 B_1$ et l'on achèvera le tracé comme si la résistance relative

$$\rho' = \frac{I_1 t_1}{A_1 t_1}$$

était donnée.

Rivets de diamètres différents d'une ligne à l'autre. — On pourrait se rapprocher de l'égalité de résistance en employant des rivets différents d'une

Fig. 7.



ligne à l'autre. Le principe du tracé reste exactement le même, on prendrait pour chaque file la valeur de λ relative au diamètre de ses rivets, les longueurs AD varieraient simplement; mais alors, pour que l'échelle des résistances restât la même pour toutes les ordonnées, il faudrait avoir soin de faire varier à chaque file l'échelle du nombre des rivets; l'échelle des largeurs ne varierait pas.

Possibilité du rivetage. — Pour que l'écartement soit convenable d'après les règles usitées, dans le cas de l'étanchéité par exemple, il faut que sur la dernière file (*fig.* 7), on ait

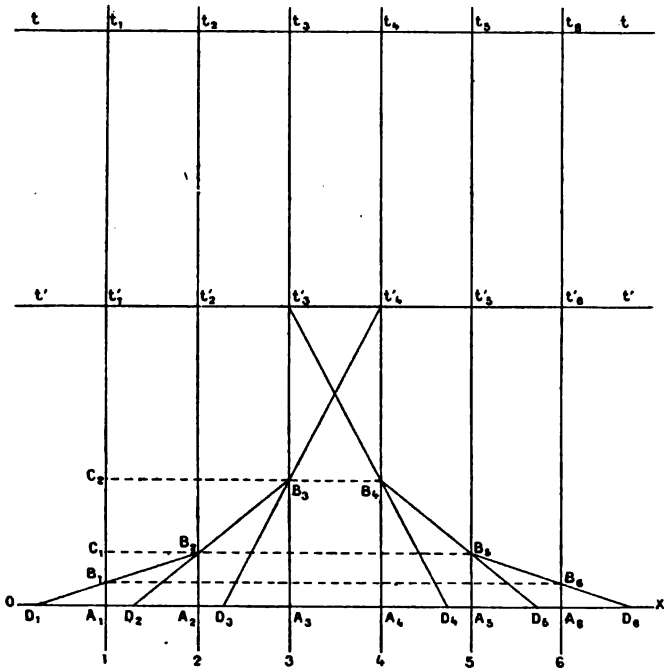
$$5 A_4 I_4 > A_4 t_4 > 3 A_4 I_4.$$

La figure montre immédiatement si l'on est dans de bonnes conditions.

Deuxième cas : $E = e$. — Quand les épaisseurs des deux tôles A et a sont égales, le joint se compose de deux parties symétriques. Comme précédemment, nous allons examiner le cas théorique où le joint satisfait à l'égalité de résistance, et le cas ordinaire où l'on satisfait simplement aux trois conditions fondamentales sous forme d'inégalités.

Joint d'égale résistance. — Supposons d'abord que la résistance relative ρ

Fig. 8.



soit donnée (*fig.* 8 et 9), parallèlement à l'axe OX traçons la droite tt à la distance $t = le\mathrm{R}$.

Sur la première file, marquons le point B_1 tel que

$$\frac{B_1 t_1}{A_1 t_1} = \rho,$$

puis par le milieu de $B_1 t_1$ menons l'horizontale $t' t'$.

Menons aussi les droites $D_1 B_1$ jusqu'en B_2, $D_2 B_2$ jusqu'en B_3, etc.

Puisqu'on satisfait à l'égalité de résistance, les constructions suivantes montreront que l'un des points B_p doit se confondre avec l'un des points t'_p, si le nombre des files est pair, comme dans le cas de la *fig.* 8, et si le nombre des files est impair, comme dans le cas de la *fig.* 9; l'une des droites $B_p B_{p+1}$ doit passer par le milieu de $t'_p t'_{p+1}$.

Dans le cas de la *fig.* 8, le nombre de rivets de chaque file va en croissant de la file 1 à la file 3. Si l'on continuait à le faire croître, la troisième con-

dition

$$T_p \geq \Sigma_1^p r$$

ne serait plus satisfaite; prenons alors sur la quatrième file

$$A_4 B_4 = A_3 B_3,$$

$A_4 B_4$ représentera N_4, et l'on aura

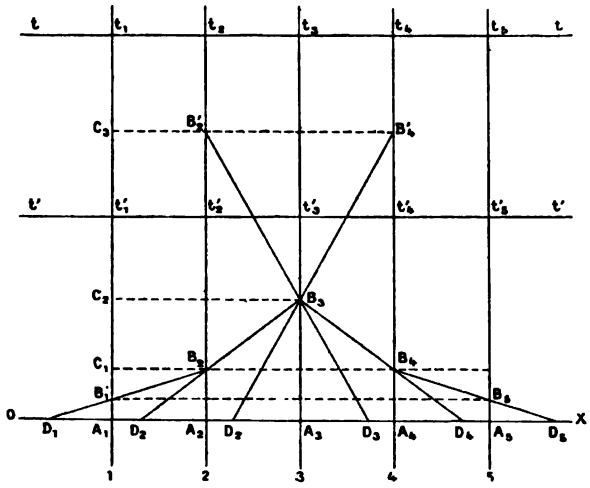
$$\overline{t_4 B_4} = \overline{t_4 t'_4} + \overline{t'_4 B_4},$$

c'est-à-dire

$$T_4 = \Sigma_1^3 r + r_4 = \Sigma_1^4 r.$$

La troisième condition sera ainsi satisfaite sur la quatrième file; si, main-

Fig. 9.



tenant, marquant les points D_4, D_5, D_6 à droite des points A_4, A_5, A_6, à la distance $\frac{A_p A_{p+1}}{\lambda}$, nous menons les droites $T'_4 D_4$, $B_4 D_5$, $B_5 D_6$, nous obtenons les points B_5, B_6, tels que

$$t_5 B_5 = T_5 = \Sigma_1^5 r,$$
$$t_6 B_6 = T_6 = \Sigma_1^6 r.$$

Cela revient à se servir de la troisième condition pour construire la seconde partie du joint, qui est symétrique de la première.

Pendant la marche descendante, la première condition est, *a fortiori*, satisfaite, puisque t_p va en augmentant et que $(t_1 - \Sigma_1^{p+1} r)$ va en diminuant.

Sur la figure le joint se termine à la sixième file, car la résistance de la tôle A est alors la même que celle de la tôle a, et, de plus,

$$t_1 = \Sigma_1^6 r;$$

la deuxième condition est satisfaite.

La résistance relative peut s'exprimer en fonction du nombre de files n, posons

$$n = 2q.$$

La *fig.* 8 donne immédiatement

$$\frac{A_q B_q}{A_{q-1} B_{q-1}} = \frac{t - t_q}{t - t_{q-1}} = 1 + \lambda,$$

$$\frac{t - t_{q-1}}{t - t_{q-2}} = 1 + \lambda,$$

$$\dots\dots\dots\dots\dots$$

$$\frac{t - t_2}{t - t_1} = 1 + \lambda.$$

Multipliant ces équations membre à membre, on obtient

$$\frac{t - t_q}{t - t_1} = (1 + \lambda)^{q-1}.$$

De plus, on peut écrire sur la $q^{\text{ième}}$ file (la troisième dans le cas de la figure)

$$A_q t_q = A_q B_q + \overline{B_q t'_q} + \overline{t'_q t_q},$$

c'est-à-dire

$$t = (t - t_q) + \lambda(t - t_q) + \frac{t_1}{2};$$

d'où

$$(t - t_q)(1 + \lambda) = t - \frac{t_1}{2} = t\left(1 - \frac{\rho}{2}\right), \qquad \frac{t}{t - t_q} = \frac{1 + \lambda}{1 - \frac{\rho}{2}};$$

et comme

$$\frac{t - t_q}{t - t_1} = (1 + \lambda)^{q-1},$$

on obtient, en divisant membre à membre,

$$\frac{t}{t - t_1} = \frac{1}{1 - \rho} = \frac{(1 + \lambda)^q}{1 - \frac{\rho}{2}},$$

ce qui donne

$$\rho = 1 - \frac{1}{2(1 + \lambda)^q - 1}.$$

Dans le cas de la *fig.* 9,

$$B_1 C_3 = \Sigma_1^3 r = \overline{t_3 B_3} = t_3 = T_3.$$

Le nombre de rivets doit décroître dans chaque file à partir de la troisième, qui est la file axiale.

Pour exprimer la résistance relative en fonction du nombre de files posons

$$n = 2q - 1.$$

$q = 3$ dans le cas de la figure.

On obtiendrait, comme tout à l'heure,

$$\frac{t - t_q}{t - t_1} = (1 + \lambda)^{q-1}.$$

Mais sur la troisième file on lit

$$A_3 t_3 = A_3 B_3 + C_2 C_3 + (B_1 t_1 - B_1 C_3),$$

c'est-à-dire

$$t = (t - t_q) + \lambda(t - t_q) + t_1 - t_q.$$

On en tire

$$\frac{t}{t - t_q} = \frac{2 + \lambda}{2 - \rho}$$

et, ayant égard à

$$\frac{t - t_q}{t - t_1} = \frac{2 + \lambda}{2 + \rho},$$

on obtient

$$\frac{t}{t - t_1} = \frac{1}{1 - \rho} = \frac{(2 + \lambda)(1 + \lambda)^{q-1}}{2 - \rho};$$

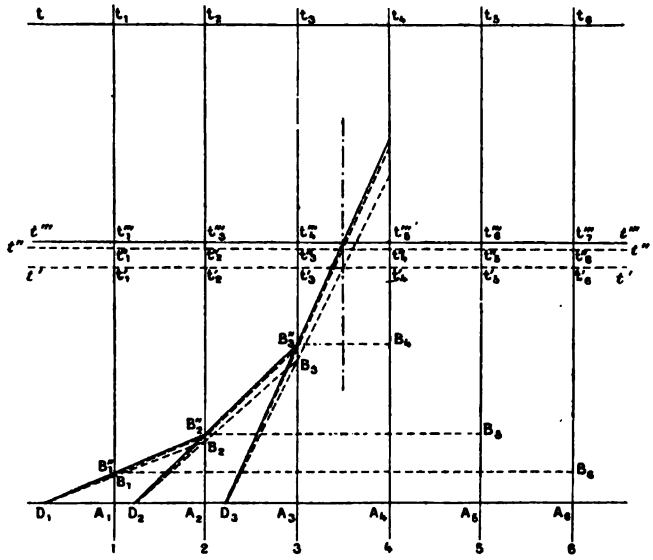
d'où

$$\rho = 1 - \frac{1}{(2 + \lambda)(1 + \lambda)^{q-1} - 1}.$$

Ce sont les valeurs de ρ établies, sous une autre forme, dans la théorie générale.

Dans l'un et l'autre cas, quand n est donné, on peut se dispenser de cal-

Fig. 10.



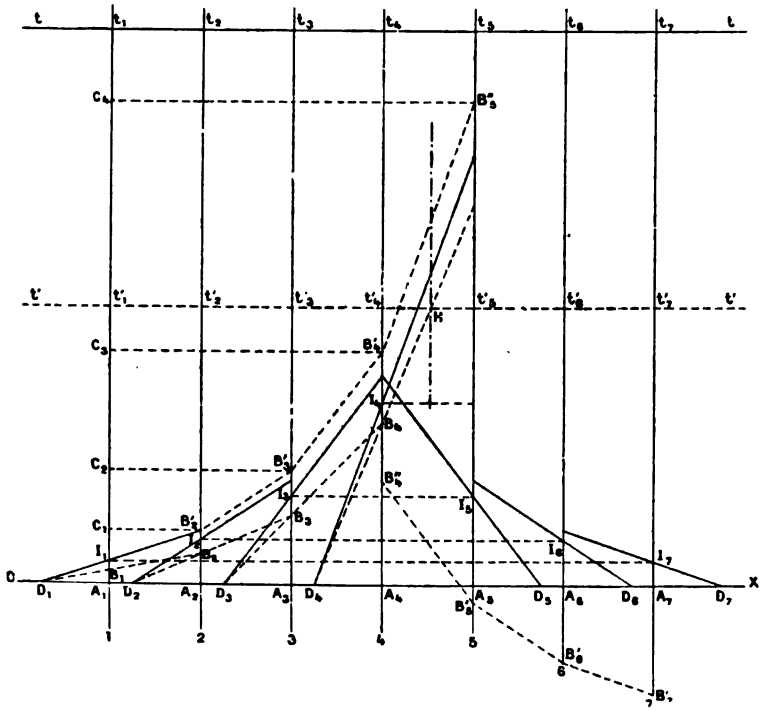
culer ρ par les formules précédentes en le déterminant par approximations successives (*fig.* 10).

A cet effet, il suffit de tracer l'horizontale $t't'$ passant par le milieu de $A_1 t_1$ et de se servir de cette droite pour déterminer un premier point B_1; on mène ensuite la droite $t'_2 t'_2$ passant par le milieu de $t_1 B_1$, et l'on se sert de cette nouvelle droite pour déterminer un deuxième point B'_1; on peut continuer ainsi jusqu'à ce que l'on ait une approximation suffisante.

Cas ordinaire où l'égalité de résistance n'est pas réalisable. — Généra-

lement n est donné, supposons n impair (*fig.* 11) ($n = 7$). La file axiale sera la quatrième. Menons l'horizontale $t't'$ passant par le milieu

Fig. 11.



de $A_1 t_1$, marquons sur cette horizontale un point H à égale distance des points t'_4 et t'_5, et menons les droites HD_4, B_4D_3, ..., nous obtenons ainsi sur la première file un point B_1 au-dessus duquel nous marquons un point I_1 correspondant à un nombre entier de rivets. Menons D_1I_1 jusqu'en B'_2, marquons I_2, au-dessous de B'_2, correspondant à un nombre entier, menons D_2I_2 et continuons ainsi jusqu'en I_4, traçons le contour $D_1I_1B'_2B'_3B'_4B''_5$ et projetons le point B''_5 sur la première verticale en C_4.

Pour que la troisième condition fût satisfaite, il faudrait que

$$t_4I_4 \geqq I_1C_4,$$

c'est-à-dire

$$T_4 \geqq \Sigma_1^4 r.$$

Mais cela est inutile parce que, pour que le joint résiste sûrement sur la quatrième file, il suffit que l'on ait

$$2\overline{I_4t_4} \geqq I_1t_1,$$

c'est-à-dire

$$T_4 + t_4 = 2t_4 \geqq t_1,$$

la première condition

$$t_1 > t_4 + \Sigma_1^3 r$$

étant satisfaite par construction.

Portons donc sur la quatrième file

$$t_4 B''_4 = I_1 C_4 = \Sigma_1^4 r,$$

projetons les points I_3, I_2, I_1 sur les files symétriques en I_5, I_6, I_7, menons les droites $I_5 D_5$, $I_6 D_6$, $I_7 D_7$ et leurs parallèles $B''_4 B'_5$, $B'_5 B'_6$, $B'_6 B'_7$.

La figure montre que

$$I_7 t_7 < B'_7 t_7,$$

c'est-à-dire

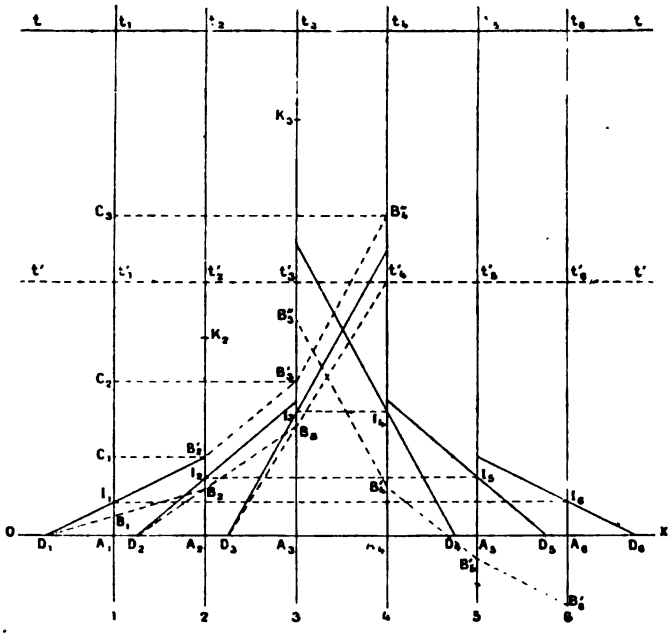
$$T_7 = t_7 = t_1 < \Sigma_1^7 r,$$

la deuxième condition est satisfaite; il faut, pour cela, que le contour $B''_4 B'_5 B'_6 B'_7$ soit au-dessous du contour $I_4 I_5 I_6 I_7$. Dans ces conditions, la troisième inégalité n'est plus satisfaite, mais cela est inutile, car, sur chaque file, la résistance du joint est plus grande que t_1.

Les points I_p ainsi déterminés donnent donc le nombre de rivets que l'on doit placer sur chaque file.

Quand n est pair (*fig.* 12), les constructions sont semblables aux précé-

Fig. 12.



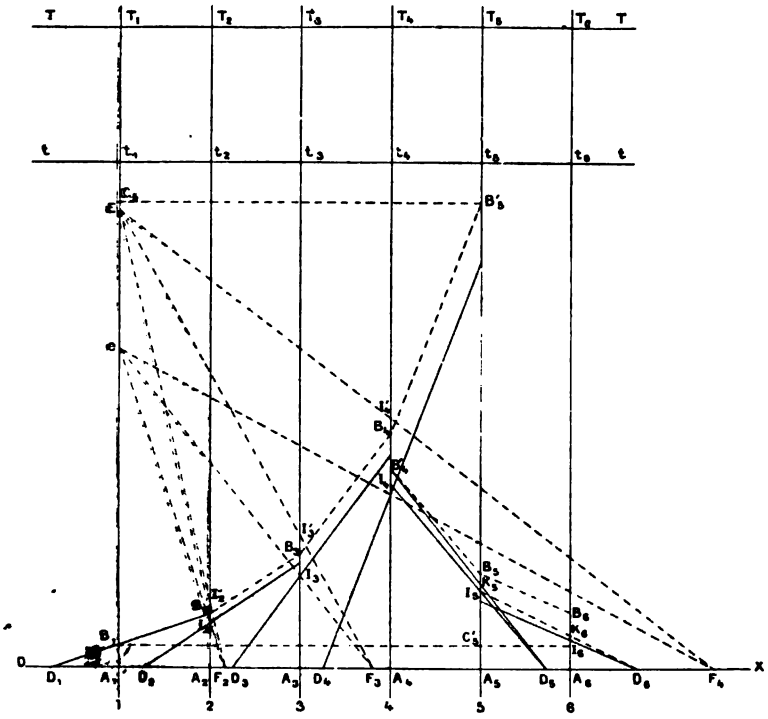
dentes; si $n = 6$, comme dans le cas de la figure, on part du point t'_4 pour commencer les constructions.

Réductions de largeurs. — Les réductions de largeurs s'obtiennent ici très simplement; en portant, au-dessus des points I_1, I_2, I_3, ... des longueurs égales à $I_1 C_1$, $I_2 C_2$, ... on obtient ainsi des longueurs $A_p K_p$, telles que

$$T'_p = \Sigma_1^p r.$$

Troisième cas : $E > e$. — On connaît ici les épaisseurs E et e des deux tôles à réunir ainsi que leurs largeurs. Les conditions de l'égalité de résistance pourraient se discuter comme précédemment; mais cette discussion n'ayant aucune valeur pratique, examinons seulement le cas où l'on se propose de satisfaire aux trois conditions fondamentales sous forme d'inégalités, la résistance relative ρ étant donnée (*fig.* 13).

Fig. 13.



Parallèlement à OX, traçons les horizontales tt et TT aux distances leR $= t$ et LER $=$ T. Marquons sur une verticale quelconque, la première par exemple, deux points e et E, tels que

$$\overline{A_1 e} = e,$$

$$\overline{A_1 E} = E.$$

Pour plus de simplicité, nous supposerons que les coefficients de fraisure α et α' sont les mêmes pour les deux tôles.

Sur la première file, marquons le point B_1, tel que la longueur $A_1 B_1$ corresponde à un nombre entier de rivets et que

$$\frac{A_1 B_1}{A_1 t_1} = \rho = \frac{t_1}{t}.$$

Menons $D_1 B_1$ jusqu'en B_2, marquons au-dessous de B_2 un point I_1 correspondant au nombre entier de rivets immédiatement inférieur, et continuons

ainsi les constructions; menons en même temps les droites eI_1F_1, eI_2F_2, ... puis les droites EF_1, EF_2, ... qui déterminent sur les verticales des points I'_1, I'_2, ... tels que

$$\frac{A_pI'_p}{A_pI_p} = \frac{E}{e}.$$

Les longueurs $T_1I'_1$, $T_2I'_2$, ..., $T_pI'_p$, ... sont proportionnelles aux résistances de la tôle A sur les files correspondantes.

Arrêtons la marche ascendante quand T'_p devient plus petit que $\Sigma_1^n r$, sur la figure en I'_4; il est facile de voir avec un compas que l'on a

$$T_4I'_4 > B'_5C'_5,$$

c'est-à-dire

$$T_4 > \Sigma_1^5 r,$$

tandis que, si l'on prenait une file de plus, on aurait

$$T_5 < \Sigma_1^5 r;$$

la troisième condition ne serait plus satisfaite.

Sur la quatrième file, portons

$$T_4B'_4 = B'_5C'_5 = \Sigma_1^5 r,$$

puis, à droite des points A_5, A_6 des longueurs A_5D_5, A_6D_6, telles que

$$\frac{A_5D_5}{A_5A_6} = \frac{A_6D_6}{A_6A_7} = \lambda' = \frac{\pi}{4}\frac{R'}{R}\frac{D}{\alpha'E}.$$

Joignons B'_4D_5, nous déterminons ainsi un point K_5 sur la cinquième file, tel que

$$T_4K_5 = \Sigma_1^5 r = T_5,$$

et si la longueur A_5K_5 ne correspond pas à un nombre entier de rivets, prenons au-dessous de K_5 un point I_5 satisfaisant à cette condition.

Nous aurons alors

$$T_5 > \Sigma_1^5 r,$$

et la troisième inégalité sera satisfaite, ainsi que la première, *a fortiori*,

$$t_5 \geqq t_1 - \Sigma_1^5 r,$$

car

$$t_1 - \Sigma_1^5 r = \overline{B'_5 t_5}.$$

Menons maintenant I_5D_6, nous obtenons de la même façon un point I_6 sur lequel nous pouvons raisonner comme précédemment.

Traçons le contour $B'_4B_5B_6$ parallèle à I_5D_5, I_6D_6.

On doit arrêter la marche descendante quand

$$\Sigma_1^n r \geqq t_1,$$

c'est-à-dire quand

$$\overline{T_nB_n} \geqq \overline{t_1B_1}.$$

Sur la figure, le point B_6 satisfait à cette condition.

Toutefois le point ne sera déterminé que si

$$\frac{T_n}{T} \geqq \frac{t_1}{t} = \rho.$$

Il est facile de vérifier cette condition avec un compas; si elle n'était pas satisfaite, on prendrait un rang de plus.

Couvre-joints doubles.

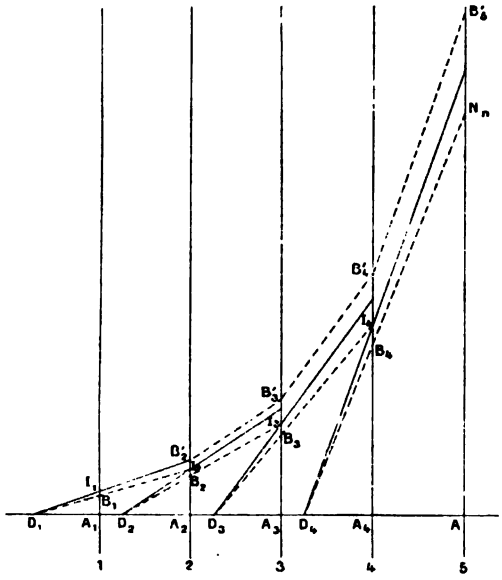
Toutes les constructions à effectuer sont identiques aux précédentes; les rivets travaillant par double cisaillement, on doit remplacer :

λ par 2λ,
α par r,
α' par $2\alpha'$,
E par 2E.

Cales de renfort.

Ce qui précède permet de construire très simplement les cales de renfort, quand on a déterminé le nombre de rivets N_1 que l'on veut avoir à la première file pour réaliser une résistance relative donnée.

Fig. 14.



Dans la *fig.* 14, la cinquième file représente celle de la ligne étanche que la cale doit renforcer. Si le diamètre des rivets de cette file n'est pas le même que celui des rivets de la cale, on doit faire le petit calcul suivant :

Soient :

N le nombre des rivets du joint étanche;
d le diamètre de ces rivets;
D le diamètre des rivets de la cale;
N_n le nombre de rivets que l'on ne doit pas dépasser dans une file de la cale;
α et α' les coefficients de fraisure de la tôle à renforcer et de la cale.

N et N_n sont liés par la relation

$$N_n = \frac{Nd}{D}\frac{\alpha'}{\alpha}.$$

N_n étant ainsi déterminé, on trace, comme pour un joint ordinaire, l'axe OX, les verticales équidistantes représentant les files, et l'on marque de la même façon les points D_p tels que

$$\left(\frac{A_p D_p}{A_p A_{p-1}} = \frac{N_p \frac{\pi D^2}{4} R'}{N_p \alpha D e R} = \lambda\right).$$

Cela fait, portant sur la dernière file la hauteur AN_n proportionnelle à N_n et joignant $N_n D_4$, on obtient un point B_4 sur la quatrième verticale; si ce point ne correspond pas à un nombre entier de rivets on prend un point I_4 immédiatement au-dessus satisfaisant à cette condition, puis on se sert du point I_4 comme du point N_n pour déterminer les points I_3, I_2, I_1. On arrête le tracé quand $A_1 I_1 = N_1$, N_1 étant déterminé par la résistance relative que l'on veut obtenir.

Les hauteurs $A_1 I_1$, $A_2 I_2$, ... sont proportionnelles aux nombres de rivets que l'on doit placer sur chaque file.

Les points B'_2, B'_3, ... étant placés au-dessus des points I_p la première inégalité est toujours satisfaite.

Les réductions de largeurs se déterminent comme pour les joints.

L'épaisseur de la cale doit être suffisante pour que la résistance sur la file N_n soit au moins égale à la résistance de la tôle renforcée sur la première file.

Exemples.

Dans les cas ordinaires de la pratique on pourra se servir de papier quadrillé dont les divisions, représentant des nombres de rivets, rendront les opérations plus faciles.

1° *Soient deux tôles de* 10^{mm} *d'épaisseur à réunir par un couvre-joint renforcé tel que la résistance du joint soit les* 0,87 *de la tôle pleine.*

Supposons la largeur des tôles à réunir ainsi que celle du couvre-joint

égale à 1^m, de façon à obtenir le nombre de rivets à placer sur chaque file par unité de longueur (*fig.* 15).

Prenons des rivets de 18^{mm}.

La section enlevée à la tôle par un trou de rivet est

$$e\alpha D = 1,125 \times 18 \times e = 20,2e$$

avec

$$\alpha = 1,125.$$

Si nous prenons cette section pour unité, la section de la tôle s'exprime par

$$\frac{1,000e}{20,2e} = 49,5.$$

Les constructions à effectuer sont exactement les mêmes que celles de la *fig.* 7.

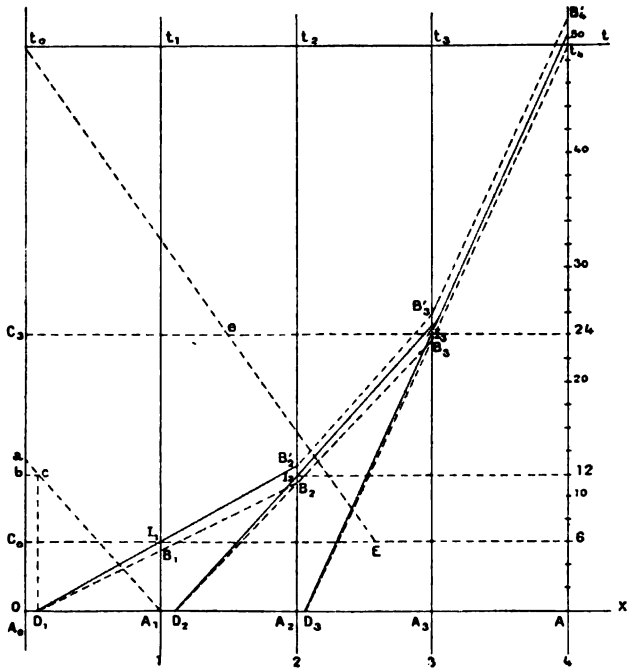
Sur la dernière ordonnée de la *fig.* 15 prenons 49,5 divisions, nous obtenons ainsi un point t_4 par lequel nous faisons passer l'horizontale tt.

La valeur de λ étant ici

$$\lambda = 1,099,$$

portons sur une verticale quelconque (A_0 sur la figure) une hauteur A_0a

Fig. 15.



égale à λ à une échelle arbitraire, puis à la même échelle, une hauteur A_0b égale à l'unité, joignons A_1a, menons bc parallèle à OX, puis la verticale cD_1,

nous avons

$$\frac{A_1A_0}{A_1D_1} = \frac{A_0a}{A_0b} = \lambda.$$

Portons

$$A_2D_2 = A_3D_3 \ldots = A_1D_1,$$

puis joignons t_4D_3, B_3D_2, B_2D_1.

Pour réaliser la résistance

$$\rho = 0,85,$$

nous devons avoir sur la première file

$$\rho = \frac{t_1}{t} \geqq \frac{leR - N_1 eR\alpha D}{leR},$$

d'où

$$N_1 = \frac{l}{\alpha D}(1 - \rho) = 6,5.$$

Les constructions que nous venons de faire montrent que l'on doit prendre trois files de rivets, et de plus qu'il suffit de 6 rivets sur la première file : la résistance relative est ainsi surabondante.

En achevant les constructions comme dans le cas de la *fig.* 7, on obtient les points I_1, I_2, I_3 qui donnent

6 rivets sur la première file.
11 » sur la deuxième file.
24 » sur la troisième file.

Pour déterminer l'épaisseur du couvre-joint, par les points I_1 et I_3 menons des parallèles à OX, puis à une échelle quelconque portons $C_3e = e$, joignons t_0e jusqu'en E : la longueur C_0E est égale à E (soit $E = 15^{mm}$).

On doit avoir en effet

$$t_1 \times e = t_3 \times E,$$

c'est-à-dire

$$\frac{E}{e} = \frac{t_1}{t_3} = \frac{\overline{C_0t_0}}{\overline{C_3t_0}}.$$

2° *Soit à calculer une cale de renfort placée au droit d'un couple étanche sous une virure de recouvrement.*

Données :

Épaisseur de la virure	$e = 14^{mm}$
» de la cale	$E = 16$
Diamètre des rivets du couple	$d = 18$
» des rivets de la cale	$D = 24$
Nombre des rivets du couple traversant la virure considérée.	$N = 25.$

La résistance relative à obtenir doit être aussi grande que possible, on ne devra donc placer qu'un seul rivet sur la première file.

Les 25 rivets de 18^{mm} découpant la virure équivalent à

$$N_n = \frac{25 \times 18}{24} = 19$$

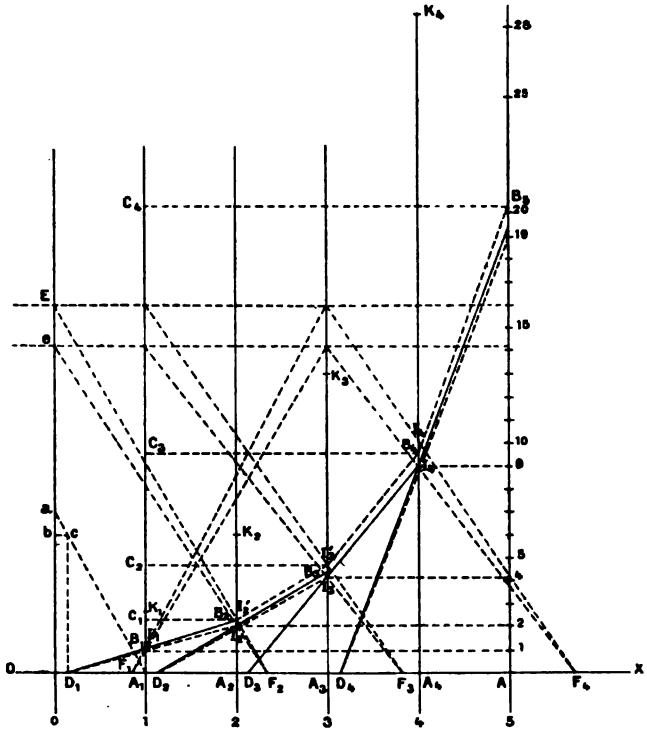
rivets de 24^{mm}.

Dans ce cas

$$\lambda = 1,17.$$

Après avoir déterminé les points D_1, D_2, ... (*fig.* 16), portons 19 divisions

Fig. 16.



égales sur la dernière file et exécutons les tracés indiqués plus haut, nous obtenons ainsi quatre files de rivets avec

$$N_1 = 1,$$
$$N_2 = 2,$$
$$N_3 = 4,$$
$$N_4 = 9.$$

Pour déterminer les largeurs minima de la cale sur chaque file, traçons parallèlement à OX deux horizontales E et *e*, à des distances respectivement égales à E et à *e*, à une échelle quelconque, et servons-nous de ces droites pour déterminer les points I'_1, I'_2, I'_3, I'_4, comme l'indique la figure; au-dessus

de ces points portons des longueurs respectivement égales à B_1C_1, B_1C_2, B_1C_3, B_1C_4, nous obtenons ainsi des longueurs

$$A_1K_1 = 2,3,$$
$$A_2K_2 = 6,3,$$
$$A_3K_3 = 13,0,$$
$$A_4K_4 = 28,5.$$

Les largeurs minima de la cale seront, sur chaque file, égales aux produits de ces nombres par αD, et comme

$$\alpha D = 1,25 \times 24 = 27,$$

ces largeurs minima sont

$$L_1 = 62^{mm}$$
$$L_2 = 170$$
$$L_3 = 350$$
$$L_4 = 800$$

NOTE

SUR

L'EMPLOI DES BORDS TOMBÉS,

L'ÉPAULEMENT DES CLINS DES TOLES

ET LA SUPPRESSION DES COUVRE-JOINTS DES ABOUTS,

PAR M. LE GO,

Ingénieur de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée.

I.

Depuis un certain nombre d'années les constructeurs de navires ont dû se préoccuper de diminuer les poids de coque, aussi bien dans les navires de combat, pour les obtenir avec déplacement minimum, que dans les navires de commerce, afin de les produire à meilleur marché et essayer de conserver à l'industrie nationale le peu de constructions que les redoutables concurrences anglaise et allemande nous laissent encore en partage.

Les procédés de construction, les assemblages des pièces entre elles n'ont presque pas varié depuis le début des constructions métalliques; à cette époque les assemblages de pièces avaient été judicieusement combinés, et les profils des fers furent établis en vue de réduire au minimum les dépenses nécessaires à la mise en œuvre de matériaux à faible résistance et à allongement presque nul, que la métallurgie produisait alors. De 1840 jusque vers 1880, dans l'espace d'une quarantaine d'années, on a vécu avec des fers dont la résistance ne dépassait pas 28^{kg} à 30^{kg} par millimètre carré, et l'allongement se bornait à 3 ou 4 pour 100 en long et 2 à 2,5 pour 100 en travers. Aussi l'adresse des ouvriers façonneurs de tôles et la sagacité des métallurgistes étaient-elles mises à dure épreuve quand il s'agissait de façonner les galbords d'un navire, par exemple; il n'était pas rare de les voir rebuter, pour défaut d'allongement surtout, deux et même trois fois, sans avoir la certitude de les réussir une quatrième fois.

Les progrès considérables obtenus par la métallurgie ont mis aujourd'hui à la disposition des constructeurs des matériaux d'une homogénéité à peu près constante, doués de résistance et d'allongement bien supérieurs aux fers

d'autrefois. L'acier Siemens-Martin donne à l'heure actuelle, sans aucune difficulté, 42kg de résistance et 20 à 24 pour 100 d'allongement. De semblables qualités étaient de nature à modifier la mise en œuvre des matières d'une manière sensible; avec l'allongement, le façonnage des tôles devient plus facile, il peut être exécuté à froid, et c'est un avantage considérable dont on verra, dans la suite, quel parti l'on a pu tirer.

Le premier navire en acier construit à la Seyne date de 1882. A cette époque, la fabrication de l'acier était encore incertaine, des précautions spéciales devaient être prises pour la mise en œuvre de ces matériaux.

Après façonnage, le recuit des tôles était nécessaire, sous peine de les voir se briser sous l'effet du rivetage.

Les membrures, les barrots et en général tous les profilés étaient aussi soumis au recuit dès qu'ils avaient reçu la moindre façon. Malgré ces précautions assujettissantes et onéreuses, il n'était pas rare de trouver des pièces brisées, soit par le martelage, soit par suite d'un abaissement brusque de température.

Aussi n'était-on jamais sûr qu'une fois le bâtiment à la mer, on ne serait pas exposé à des ruptures inopinées de tôles ou d'une membrure, ce qui rendait les armateurs très réfractaires à l'adoption de l'acier, malgré les avantages incontestables qu'il procure au point de vue de la portée en lourd des bâtiments.

L'acier n'a réellement conquis droit de cité dans la construction navale que depuis que les métallurgistes ont obtenu, par une fabrication courante et régulière, des produits de composition constante et homogène.

Depuis, les questions de recuit, de rabotage des cans des tôles, de perçage à la mèche, ou d'alésage des trous après poinçonnage, ne sont plus pour ainsi dire que des souvenirs, dont on s'est affranchi d'une manière définitive dans toutes les constructions, sauf pour celles de la Marine, où les prescriptions des circulaires ministérielles et les obligations inscrites dans les marchés nous font un devoir de nous y conformer.

En pratique, il est difficile qu'il en soit autrement : toute matière qui, par le travail auquel elle est soumise, est susceptible de changer d'état et de texture et qui ne présente plus, après mise en œuvre, les qualités de résistance et d'allongement qu'elle possédait avant travail, est à rejeter.

On n'est pas maître, en effet, dans une construction aussi considérable que celle d'un navire de guerre de grandes dimensions ou d'un paquebot de grande taille, où le nombre de tonnes à mettre en place est si considérable, de manier toutes les pièces avec les précautions qu'une étude très approfondie et très minutieuse aura reconnues recommandables.

La rapidité de plus en plus grande qu'on demande d'apporter dans les livraisons des navires oblige les constructeurs à employer un grand nombre d'ouvriers qui, malgré les recommandations qu'on peut leur faire, ne se rendant pas compte de leur importance, négligent parfois de s'y conformer. En

outre, le travail se fait généralement en plein air, les matières y sont sujettes aux intempéries, aux refroidissements brusques dont on ne peut se garantir, de sorte que, si l'acier est sensible à la trempe, il est à craindre que neuf fois sur dix il ne la subisse. Toutes ces difficultés, contre lesquelles on ne cesse de lutter, font désirer, comme je l'indiquais plus haut, que les métallurgistes puissent fournir aux chantiers de construction des matériaux insensibles, pour ainsi dire, aux effets du travail, et l'acier doux semble être arrivé à ce degré de perfection, qui satisfait pour le moment les constructeurs.

II.

L'acier doux, étant le métal inerte et malléable que nous connaissons, se prête admirablement au travail à froid, à cause de son grand allongement. Frappés de la facilité avec laquelle on plie les galbords de tous les navires, quelle que soit du reste leur épaisseur, nous avons voulu généraliser le système, et l'appliquer partout où ce serait possible.

La première application en a été faite sur les cloisons étanches du *Linois*. Le marché de ce croiseur portait que ces cloisons devaient être constituées par des tôles armées de fers à T, doublés d'une bande de joint de même épaisseur que les tôles, espacés de 1^{m} environ.

Les essais faits antérieurement sur d'autres navires ayant des cloisons constituées d'une manière analogue avaient donné des résultats peu satisfaisants, aussi nous proposâmes de remplacer les T par des bords tombés ayant 200^{mm} à la base et 100^{mm} à la tête, armés à leur can d'une cornière de 50×50 pesant $3^{kg},75$. Avec le même poids de matière, on décuplait le moment d'inertie du renfort. Les essais à l'eau faits sur ces cloisons démontrèrent le bien fondé de nos prévisions.

Aux essais, sous la pression de l'eau remplissant le compartiment jusqu'à la flottaison, les flèches constatées sur les renforts étaient presque nulles; celles des tôles entre les montants variaient de 5^{mm} à 6^{mm}.

A la suite de ces résultats, nous avons généralisé le système en l'adoptant partout où les tôles s'assemblent entre elles en formant un angle quelconque, pourvu que l'arête de l'angle dièdre reste rectiligne.

Pour les cloisons étanches la construction s'effectue sans difficulté de la manière suivante : Les tôles (*fig.* 1) sont disposées par virures verticales for-

Fig. 1.

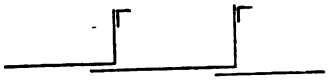
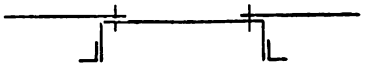


Fig. 2.



mées d'une seule tôle sur toute la hauteur, armée d'un bord tombé de largeur variable minima à la partie haute et maxima au pied; le renfort est en outre

armé d'une cornière rivée sur le can du bord tombé. Pour faciliter le travail, chaque tôle porte un seul bord tombé et est assemblée avec la virure adjacente à clins simples. A bord du *Linois* (*fig.* 2), comme les cloisons n'étaient pas très hautes, on a fait porter à une même tôle deux bords tombés, de sorte que la tôle avec laquelle celle-ci s'assemblait restait plane et formait clin double. Dans l'un et l'autre cas la résistance de la cloison ne change pas.

L'attache sur la muraille ou sur le double fond se fait soit avec une seule cornière, placée sur la face opposée à celle qui reçoit les bords tombés, soit avec deux cornières, une de chaque côté de la cloison, mais dans ce cas la cornière qui est sur la face qui reçoit les renforts doit être mise par bouts allant d'un renfort à l'autre.

Le matage n'est utile que sur la cornière qui reste continue.

Lorsque les cloisons aboutissent sur un double fond, il faut éviter tout mouvement du pied du renfort; à cet effet, on le relie par un fer à ⌊ ou bien par un gousset en tôle convenablement disposé, au membre précédent; ces consolidations sont en général placées dans le double fond.

Le travail des bords tombés s'est effectué à la Seyne jusqu'ici à la presse hydraulique par passes successives, mais à l'avenir, dès que nous serons pourvus d'une presse pouvant tomber les bords d'une tôle de 7^m de long d'un seul coup, le travail et le prix de la main-d'œuvre seront beaucoup diminués, et nous espérons pouvoir même supprimer la cornière qui arme le can des bords tombés et la remplacer par un second pli de la tôle.

Ce système de construction des cloisons étanches, appliqué en premier lieu au *Linois*, a été reproduit par nous dans presque tous les navires de guerre construits sur nos plans, avec un égal succès; les essais faits en remplissant les compartiments d'eau jusqu'à hauteur de la flottaison en charge n'ont donné sous pression que des flèches insignifiantes analogues à celles constatées sur le *Linois*.

L'assemblage des tôles entre elles, pour les cloisons dont la hauteur totale ne dépasse pas 4 à 5^m, peut être effectué à un seul rang de rivets, mais pour les cloisons plus hautes, nous avons toujours admis la nécessité des deux rangs, ce qui, en tout cas, donne plus de sécurité, surtout dans la partie basse.

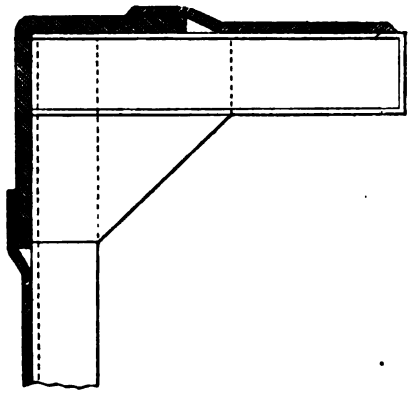
Dans les navires de commerce, ce système de construction de cloisons n'a pas encore été adopté, d'abord parce qu'il n'est pas prévu par les règlements du Bureau Veritas, auxquels les constructeurs sont obligés de se conformer, mais aussi parce que le prix de revient en est plus élevé que celui des cloisons de construction ordinaire. Nous nous proposons, toutefois, d'en demander l'adoption à l'administration du Veritas, dès que la machine spéciale, dont il a été parlé plus haut, aura été installée, et que nous aurons acquis la certitude que le prix de revient ne sera pas supérieur à celui des cloisons de construction réglementaire.

Les bords tombés trouvent une autre application très appropriée dans

l'assemblage des préceintes et des bauquières du pont supérieur. En général, on réunit ces pièces à l'aide d'une cornière de dimensions telles, qu'elle assure d'une manière efficace leur liaison.

En la supprimant et en pliant la préceinte à angle droit, pour venir rejoindre la bauquière, comme le montre le croquis ci-dessous (*fig.* 3), la

Fig. 3.



liaison longitudinale reste la même, et la liaison transversale est plus assurée, puisqu'il n'existe plus d'assemblage; quant à l'étanchéité elle reste aussi parfaite que possible.

Ce système a été appliqué avec succès au *Châteaurenault,* dont la préceinte est double.

Enfin, d'une manière générale, le bord tombé est applicable dans tous les cas où l'assemblage entre deux tôles se fait par une cornière rectiligne, ou sensiblement rectiligne. Aussi il a été appliqué aux tôles des lisses intercostales en supprimant toutes les cornières, économisant ainsi la moitié du poids de ces dernières. Mais ce mode de construction n'est pas à recommander; en pratique il est assez malaisé d'armer les tôles de bords tombés et de maintenir, en même temps, les cotes de largeur et de longueur dans toute leur rigueur; il vaut mieux n'avoir qu'un seul bord tombé dans chaque sens, et conserver les cornières à l'extrémité opposée, afin de faciliter l'assemblage des lisses avec les varangues.

On peut aussi employer les bords tombés dans les assemblages d'entourages des panneaux entre eux et avec les ponts, des cloisons entre elles et avec les ponts, etc. En somme, cet artifice de construction permet de supprimer toute une série de poids qui grèvent inutilement les coques des bâtiments, tout en conservant leur solidité et leur rigidité si désirables.

tion de résistance des joints aux abouts, par suite de la présence des trois rangées complètes de rivets; mais par contre les avantages sont tels que les constructeurs ne sauraient hésiter à les adopter désormais. L'expérience montre que le joint ainsi constitué est plus étanche que celui à franc-bord, parce que le matage s'y fait beaucoup mieux, et qu'il assure une plus grande rigidité au revêtement. On n'a pas d'exemple jusqu'à ce jour d'un navire revenant de la mer avec ses abouts pleurant la rouille, comme le cas se présente souvent pour les navires ayant des couvre-joints aux abouts. D'ailleurs l'exemple le plus frappant qui corrobore, d'une manière indiscutable, ce qui vient d'être dit, est présenté par les navires-citernes qui transportent le pétrole en vrac. Les coques de ces navires, dont les virures du revêtement ont eu des abouts assemblés à franc-bord, ont presque tous donné des fuites, tandis que ceux dont les abouts étaient assemblés à clins sont restés absolument étanches; aussi les règles du Veritas imposent-elles ce système de construction pour les navires qui demandent la cote.

Au point de vue de l'exécution des abouts à clins, il y a deux méthodes qui sont usitées.

L'une, adoptée par la presque généralité des constructeurs, consiste à interposer (*fig.* 4) une cale *m* à coin qu'on laisse dépasser de quelques millimètres du clin de la tôle pour permettre le matage en *z* et *z'*.

L'autre (*fig.* 5), adoptée seulement dans les Chantiers Harland et Wolff de

Fig. 4.

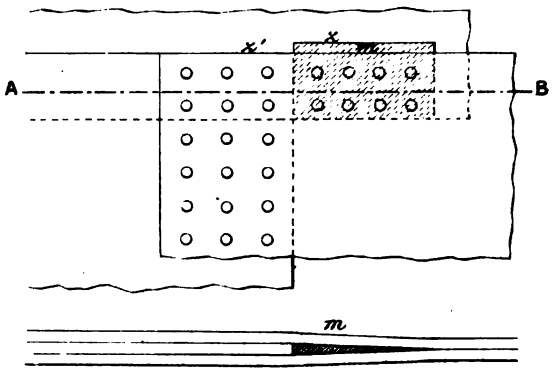
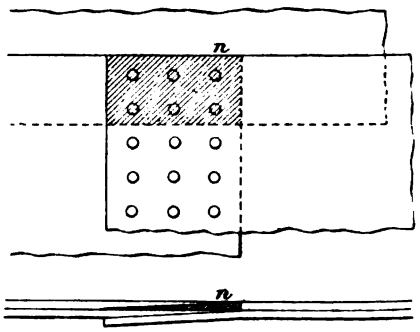


Fig. 5.



Belfast, consiste à raboter un triangle *n* à la limeuse sur toute la surface qui coïncide avec le clin. Ce dernier système ne s'est pas d'ailleurs généralisé, par suite de son prix de revient plus élevé et aussi parce qu'il n'assure pas l'étanchéité aussi bien que le premier.

L'assemblage des abouts à clins s'impose pour toutes les parties intérieures des bâtiments, telles que cloisons, ponts, doubles-fonds, etc., pour les bordés de carènes des bâtiments doublés en bois. Quant aux bordés des carènes des bâtiments non doublés, il est évident que la résistance de la carène à la

marche doit être augmentée, mais dans quelle mesure? C'est ce que nos expériences ne nous permettent pas encore de préciser.

Les Anglais n'ont pas hésité à construire dans ce système leurs grands paquebots de New-York *Lucania* et *Campania,* qui effectuent les traversées à la vitesse de plus de 20 nœuds; c'est donc au moins une présomption que la différence de résistance à la marche ne doit pas être bien sensible.

IV.

On peut se demander quelles seraient les économies de poids à réaliser sur un bâtiment déterminé par suite de l'application des différents systèmes de construction que nous venons d'examiner. Pour fixer les idées, je prendrai comme exemple le premier paquebot en acier qui a été construit au Chantier de la Seyne en 1882, le *Golconde.*

Ce navire avait les dimensions principales suivantes :

Longueur entre perpendiculaires	118^m
Largeur au fort hors membres	$12^m,79$
Creux sur quille	$9^m,70$
Déplacement	6453^{tx}
Poids de la coque métallique	1450^{tx}

Poids gagnés :

1° En augmentant la largeur des virures de revêtement et la portant de $1^m,50$ à 2^m	11600 kg
2° En augmentant la longueur des virures de revêtement et la portant à $5^m,60$ par suite de la suppression de 45 pour 100 des couvre-joints, on gagne	16500
3° En supprimant partout les couvre-joints restants et en les remplaçant par des abouts à recouvrement, le poids de ceux-ci diminue de moitié, ce qui donne en économie	10100
4° Suppression de toutes les cales sur membrures par suite de l'épaulement des tôles sur les clins, économie de	27800
5° Augmentation des virures de bordé du pont supérieur portées de $1^m,40$ à 2^m, suppression de trois clins	1325
6° Augmentation de longueur des tôles portées de $3^m,68$ à $6^m,71$, économie sur les couvre-joints	1633
7° Suppression des couvre-joints restants et remplacement par des abouts à clins	910
8° Suppression des cales sur barrots	6400
9° Pour les deux ponts inférieurs, mêmes économies que ci-dessus	20536
Économie totale sur les ponts et le revêtement extérieur	96804

Soit : 6,68 pour 100 sur le poids de coque.
15,41 pour 100 sur le poids du revêtement.
11,20 pour 100 sur le poids du bordé des ponts.

Au point de vue de la main-d'œuvre, on gagne la différence due à la diminution de poids et une partie de la main-d'œuvre du rivetage; le reste afférent au perçage, rabotage, etc., est absorbé par la difficulté du manœuvrage des tôles de poids aussi considérable.

Afin de chiffrer l'économie réalisée sur le rivetage, je pourrais citer comme exemple les résultats obtenus sur le revêtement de deux paquebots construits en ces derniers temps aux Chantiers de la Seyne; ils sont identiques de formes et d'échantillons.

L'un, *Espagne*, avait des virures de largeur ordinaire, $1^m,40$ à $1^m,50$ environ, les abouts à francs-bords; l'autre, le *Cholon*, avait des virures de 2^m de large et les abouts à clins.

Les longueurs des tôles pour l'un et l'autre bâtiment sont identiques.

Le Tableau suivant donne les résultats :

		Espagne.	*Cholon.*
Clins longitudinaux.	Nombre de rivets par mètre courant..	20	20
	Longueur totale des clins.....	2884	2212
	Nombre de rivets.....	57680	44240
Abouts.....	Nombre de rivets par mètre courant..	56,84	34,11
	Longueur totale des abouts.....	560,80	560,80
	Nombre de rivets.....	31875	19128
Nombre total de rivets.....		89555	63368
Différence.....		26187	

Gain du *Cholon* sur l'*Espagne*, 29 pour 100 du rivetage total, et si les virures avaient eu des largeurs égales, la différence en faveur du *Cholon* serait encore de 14,3 pour 100.

INFLUENCE DES DIMENSIONS TRANSVERSALES DES PIÈCES

SUR

LES RÉSULTATS OBTENUS PAR LA TREMPE, L'ÉCROUISSAGE

ET SUR

LA FORME DE CERTAINES RUPTURES,

PAR M. SIMONOT,
Ingénieur des Constructions navales.

Il est bien connu que les résultats obtenus sur des pièces d'acier après tout traitement qui comporte soit un refroidissement plus ou moins rapide soit une déformation permanente à chaud, sont très variables avec les dimensions de ces pièces.

Nous croyons toutefois qu'il n'est pas inutile de citer, à ce sujet, quelques résultats d'essais que nous avons suivis en détail. Nous montrerons, en particulier, qu'avec les aciers plus durs, employés actuellement pour les rivetages, les résistances au cisaillement par unité de section des rivets, après mise en place, présentent une différence assez sérieuse, suivant les diamètres des rivets, pour qu'il y ait lieu d'en tenir compte dans le calcul des assemblages.

I. — Résultats d'expériences faites sur le métal d'une même coulée avec des sections différentes. — Comparaison de différents traitements du métal.

1° *Analyse chimique du métal :*

Carbone	0,200	pour 100
Manganèse	0,530	»
Nickel	1,000	»
Silicium, soufre, phosphore	traces.	

2° *Résultats d'essais après traitement effectué sur des barres laminées carrées de 22^{mm} de côté :*

Après laminage les barres ont fourni des barrettes de 200^{mm} de longueur,

qui ont été rabotées à 20mm au carré, et ont subi l'un des traitements suivants :

A diverses températures :

1° Recuit simple suivi d'un refroidissement lent dans les cendres.

2° Trempe suivie d'un recuit et d'un refroidissement lent dans les cendres.

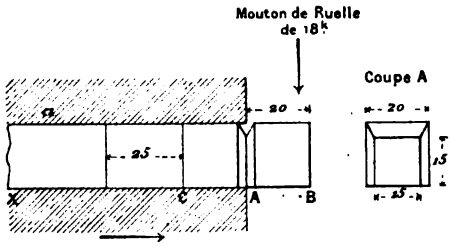
3° Trempe suivie d'une trempe à plus basse température.

Chacune des barrettes a reçu sept entailles de la forme ci-contre, espacées de 25mm les unes des autres. (Ces entailles ont été faites à l'étau-limeur, au moyen d'un outil à angle très légèrement arrondi. Toutes les précautions ont été prises pour qu'elles soient faites aussi régulièrement que possible.)

L'essai au choc a été fait de manière à déterminer la hauteur de chute d'un mouton de 18kg (type de Ruelle), tombant à une distance constante de l'entaille (20mm), telle qu'elle produise juste la rupture franche de la barrette d'un seul coup de mouton.

A cet effet, quand on avait essayé au choc la portion AB de la barrette (*fig.* 1),

Fig. 1.



bien encastrée en A, on faisait disparaître cette portion, et l'on essayait le bloc adjacent AC en faisant varier la hauteur de chute dans un sens ou dans l'autre, suivant les résultats acquis par l'essai des portions précédentes.

Le Tableau ci-dessous indique les résultats obtenus :

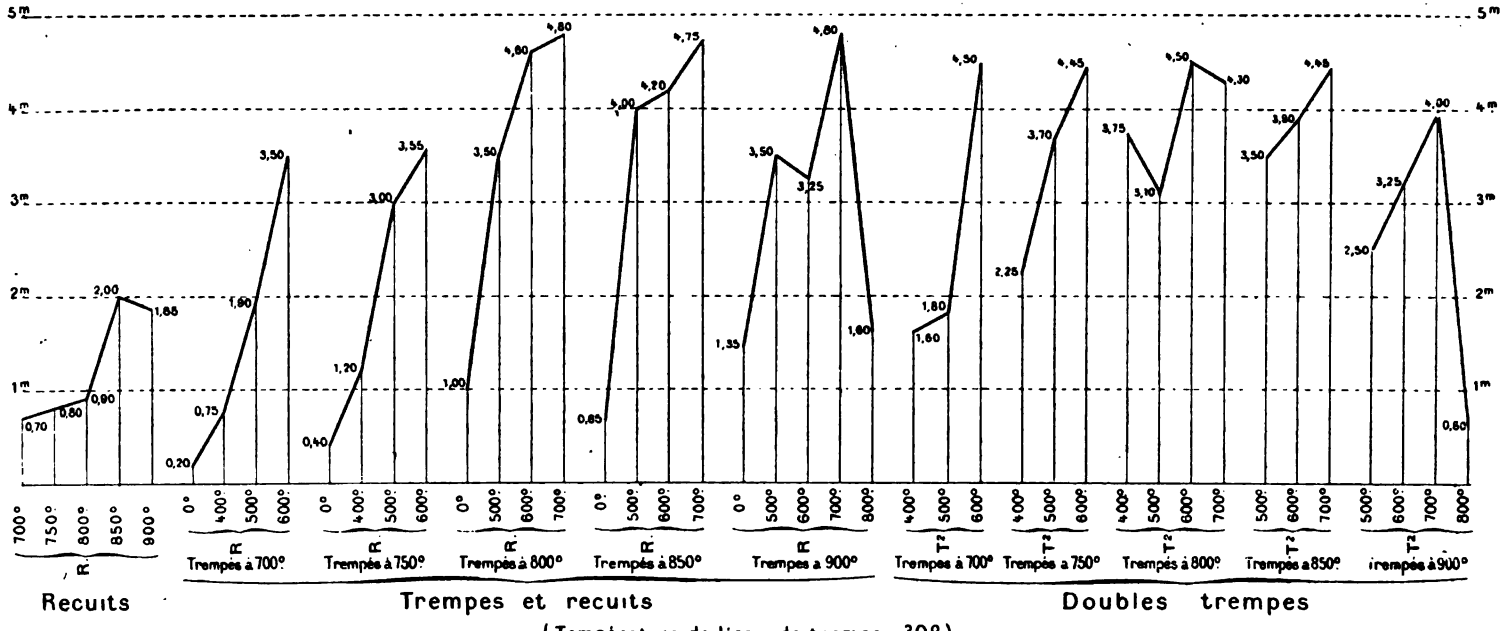
TABLEAU I. — *Hauteurs de chute produisant juste la rupture.*

Trempe à l'eau.	et recuit à								et 2e trempe à l'eau				
	0°.	400°.	500°.	600°.	700°.	800.	850.	900.	400.	500.	600.	700.	800.
0°	»	»	»	»	m 0,70	0,80	2,00	1,85	»	»	»	»	»
700	0,20	0,75	1,90	3,50	»	»	»	»	1,60	1,80	4,50	»	»
750	0,40	1,20	3,00	3,55	»	»	»	»	2,25	3,70	4,45	»	»
800	1,00	»	3,50	4,60	4,80	»	»	»	3,75	3,10	4,50	4,33	»
850	0,65	»	4,00	4,20	4,75	»	»	»	»	3,50	3,90	4,45	»
900	1,35	»	3,50	3,25	4,20	1,60	»	»	»	2,50	3,25	4,00	0,60

(Température de l'eau : 30°).

Ci-joint le graphique résumant ces essais de fragilité spéciale (*fig.* 2) :

Fig. 2.



(Température de l'eau de trempe : 30°)

Essai de fragilité sur barrettes laminées. — Graphique de hauteur de chute correspondant à la rupture.

(A l'examen du graphique on remarquera incidemment que les meilleurs résultats, pris dans leur ensemble, sont donnés par la trempe suivie de recuit à basse température. L'influence de ce traitement sur le métal, en ce qui concerne la fragilité spéciale définie par la résistance au choc de barrettes entaillées, est bien connue, et a été, en particulier, mise en évidence par les études de M. l'Ingénieur de la Marine Auscher.)

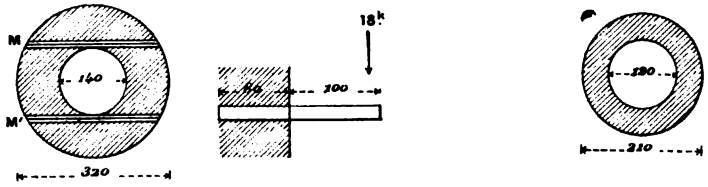
3° *Résultats d'essais obtenus sur des blocs cylindriques creux de* 300^{mm} *de longueur et de* 320^{mm} *et* 140^{mm} *de diamètres extérieur et intérieur* (soit 90^{mm} d'épaisseur) :

Sur les blocs tirés du pied du lingot qui a fourni les barres de laminage de $\overline{22}^{2}$ précédentes, et ayant subi un corroyage (¹) de 12, on a réalisé l'un des quatre traitements suivants :

1° Recuit vers 850° à 875°.
2° Trempe à 850° dans l'eau à 30°, recuit vers 525° } et refroidissement lent dans les
3° » 850° » » 675° } cendres.
4° » 850° » trempe vers 675°.

Les barrettes d'essais, prélevées dans deux plateaux parallèles M et M' (*fig.* 3) et dans le sens des génératrices des blocs qui était le sens de l'étirage

Fig. 3. Fig. 4.



du bloc lors du forgeage (sens long), ont été de trois sortes :

1° Barrettes de traction de 13^{mm},8 de diamètre et 100^{mm} de longueur.

2° Barrettes à entailles multiples du type *a* ci-dessus permettant, en quelque sorte, de chiffrer la valeur du traitement par la hauteur de chute du mouton de 18^{kg} donnant juste la rupture franche de la barrette, et de comparer les résultats obtenus sur ces blocs avec ceux réalisés sur les barres laminées.

3° Barrettes à entaille isoscèle de 5^{mm} de base sur tout le pourtour (*fig.* 3); hauteur de chute constante, 3^{m}, d'un mouton de 18^{kg} tombant à une distance de 100^{mm} de l'entaille, la barrette étant encastrée sur une longueur de 80^{mm} (type Indret).

(¹) On désigne par *corroyage* le rapport entre la section transversale du lingot à celle de la pièce brute de forgeage. Dans le cas de forgeage du mandrin on prend le rapport des sections des blocs annulaires avant et après forgeage.

Tableau I.

Distance de l'axe des barrettes à l'axe des blocs.	Essais de traction 13,8 × 100. Limite des petits allongements. E.	Résistance maximum par millimètre carré de la section primitive. R.	Allongement pour 100 sur 100mm de longueur. A.	Diamètre de la portion strictionnée. *d*.	Aspect de la cassure.	Essais de fragilité. Hauteur de chute donnant la rupture des barrettes type *a*.	Résultat obtenu sur les barrettes type Indret.	Angle de pliage.	*Nota.* — Les deux barrettes situées à la même distance du centre sont prélevées dans deux plateaux différents.
mm	kg	kg				m		°	
80...	24,7	42,3	27,6	8,2	nerf	»	»	»	Bloc recuit vers 850° et refroidi lentement dans les cendres.
80...	23,7	41,0	27,1	8,2	nerf	»	»	»	
85...	»	»	»	»	»	0,27	cassé	180	
85...	»	»	»	»	»	0,30	»	»	
100...	»	»	»	»	»	0,25	cassé	180	
100...	»	»	»	»	»	0,25	»	»	
115...	25,0	42,3	27,6	8,6	nerf	»	»	»	
115...	»	42,3	27,0	8,2	nerf	»	»	»	
120...	»	»	»	»	»	0,25	cassé	175	
120...	»	»	»	»	»	0,25	»	»	
145...	23,3	41,0	26,3	8,1	nerf	0,22	cassé	175	
145...	25,0	41,3	27,8	8,2	nerf	0,30	non cassé	149	
80...	28,0	46,0	26,5	8,0	nerf	»	»	»	Bloc trempé à 850° dans l'eau à 30°, recuit à 525° et refroidi lentement dans les cendres.
80...	29,3	47,0	26,7	8,0	nerf	»	»	»	
85...	»	»	»	»	»	0,15	non cassé	150	
85...	»	»	»	»	»	0,95	non cassé	150	
100...	»	»	»	»	»	1,00	cassé	171	
100...	»	»	»	»	»	1,00	non cassé	150	
115...	30,0	46,3	25,3	8,2	nerf	»	»	»	
115...	30,0	46,7	23,9	8,2	nerf	»	»	»	
120...	»	»	»	»	»	1,05	non cassé	150	
120...	«	»	»	»	»	0,95	cassé	172,5	
145...	34,0	49,7	26,0	7,8	nerf	1,25	non cassé	151	
145...	34,0	49,0	25,2	7,8	nerf	1,50	non cassé	151	

Tableau II.

Distance de l'axe des barrettes à l'axe des blocs.	Essais de traction, barrettes 13,8 × 100. Limite des petits allongements. E.	Résistance maximum par millimètre carré de la section primitive. R.	Allongement pour 100 sur 100mm de longueur. A.	Diamètre de la portion strictionnée. *d*.	Aspect de la cassure.	Essais de fragilité. Hauteur de chute pour la rupture des barrettes type *a*.	Résultat obtenu sur les barrettes type Indret.	Angle de pliage.	
mm	kg	kg				m			
80...	28,3	46,7	24,7	7,9	nerf	»	»	»	Bloc trempé à l'eau à 850°, recuit à 675°, puis refroidi lentement dans les cendres.
80...	28,0	46,7	25,1	7,8	nerf	»	»	»	
85...	»	»	»	»	»	1,00	cassé, 1 filet	160,5	
85...	»	»	»	»	»	1,25	non cassé	150	
100...	»	»	»	»	»	0,60	non cassé	150	
100...	»	»	»	»	»	0,50	non cassé	151	
115...	25,7	45,0	27,0	7,9	nerf	»	»	»	
115...	27,3	45,3	27,0	8,0	nerf	»	»	»	
120...	»	»	»	»	»	0,90	non cassé	149,5	
120...	»	»	»	»	»	1,00	cassé	174	
145...	28,7	46,7	25,6	7,6	nerf	1,15	non cassé	149	
145...	28,3	45,7	25,9	7,8	nerf	1,00	non cassé	149	
80...	31,3	48,3	24.1	8,1	nerf	»	»	»	Bloc trempé à 850° à l'eau et puis trempé une seconde fois à l'eau à 650°.
80...	30,0	47,0	25,5	8,0	nerf	»	»	»	
85...	»	»	»	»	»	0,95	non cassé	152	
85...	»	»	»	»	»	1,10	non cassé	151	
100...	»	»	»	»	»	0,80	non cassé	151	
100...	»	»	»	»	»	0,90	cassé	155	
115...	29,0	47,0	23,5	8,4	nerf	»	»	»	
115...	28,0	46,3	22,9	8,5	nerf	»	»	»	
120...	»	»	»	»	»	0,90	cassé	166	
120...	»	»	»	»	»	1,00	non cassé	150	
145...	31,3	48,0	23,7	8,1	nerf	»	»	»	
145.	31,7	48,7	23,1	8,0	nerf	»	»	»	

4° *Résultats obtenus sur une pièce prélevée dans le même lingot* (*fig.* 4) : *pièce cylindrique creuse de* 210 *et* 120 *de diamètres extérieur et intérieur* (soit 45^{mm} d'épaisseur); *corroyage :* 20.

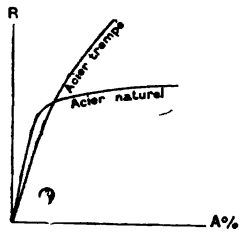
TABLEAU III.

Distance des barrettes au centre.	Essai de traction de barrettes 13,8 × 100. Limite des petits allongements E.	Résistance maximum par millimètre carré de la section primitive. R.	Allongement pour 100 sur 100^{mm} de longueur A.	Diamètre de striction.	Aspect de la cassure.	Essais de choc type Indret. Résultat.	Angle de pliage.	
	kg						°	
71...	40	50,7	24,3	7,5	nerf	non cassé	152,5	Trempe vers 850° à l'eau et recuit vers 525°, avec refroidissement lent dans le four.
81...	37,3	51,3	24	7,3	»	»	152	
96...	41,3	50,7	27	7,4	»	»	152	

Il résulte de l'examen des Tableaux I, II et III :

1° Que les résultats de l'essai de fragilité, comparés dans leur ensemble, varient très sensiblement avec les dimensions transversales des pièces tractées. Nous ne pensons pas qu'il y ait lieu d'attribuer ce résultat aux diffé-

Fig. 5.



rences du degré de corroyage de ces pièces; pour celle qui en a eu le moins le corroyage est de 12. Nous ne croyons pas qu'à partir d'un tel degré, l'influence du corroyage soit sensible.

Les hauteurs de chute qui déterminent la rupture nette des barrettes du système *a* détachées après traitement de blocs creux de 320^{mm} et 140^{mm} de diamètre extérieur et intérieur sont très inférieures à celles qui la produisent sur des barrettes carrées de 20^{mm} de côté, subissant isolément le même traitement que les blocs. Elles sont en moyenne quatre fois plus faibles, quel que soit le traitement; même dans le cas du recuit simple, le refroidissement du bloc se produit très lentement comparativement à celui de la barrette isolée, et il y a, dans ce cas, une espèce de trempe relative qui serait naturellement encore plus sensible si l'acier était plus dur.

2° Que les résultats d'essais d'une pièce cylindrique creuse de 320^{mm}

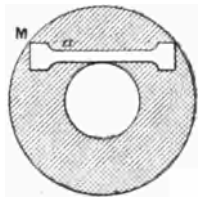
et 140^{mm} de diamètres extérieur et intérieur (soit 90^{mm} d'épaisseur) sont assez différents de ceux d'une pièce cylindrique creuse de 210^{mm} et 120^{mm} de diamètres extérieur et intérieur (soit 45^{mm} d'épaisseur) de même métal et ayant subi le même traitement : trempe suivie de recuit.

Quelle que soit l'importance que l'on attribue aux caractéristiques du métal qui ont été mesurées dans les essais ci-dessus, si on ne les considère pour l'instant que comme une sorte de mesure de l'influence des masses sur l'efficacité d'un même traitement, l'on voit que sur le bloc de moindre section l'on a obtenu :

Une limite des petits allongements
Une résistance maximum à la rupture
Un allongement, pour 100, de la portion strictionnée
Une raideur de métal (estimée par l'angle de pliage à l'essai de choc) } plus grands.
Une résistance à la propagation des fentes au moins aussi grande.

D'autre part, bien que nous n'ayons pas fait d'essai spécial sur ce métal, nous croyons pouvoir dire, à la suite de divers autres essais que nous avons suivis, qu'en général, pour les aciers actuellement employés, le module d'é-

Fig. 6.



lasticité (calculé à l'origine de la courbe de traction) n'est pas très influencé par la trempe seule. Il semble d'ailleurs plutôt inférieur pour les aciers trempés; la courbe des résistances, en fonction des allongements, s'infléchit d'ailleurs rapidement (*fig.* 5), ainsi que cela est connu.

Le module d'élasticicité serait donc un élément qui, *a fortiori*, resterait sensiblement constant dans toute l'étendue de la masse quelle que soit son importance et quel que soit le traitement calorifique subi.

(Le module d'élasticité ne varie pas non plus sensiblement sur les aciers usuels avec la dureté, ainsi qu'on peut s'en rendre compte en comparant les chiffres obtenus par un même laboratoire d'essais : *Rapport de la Commission des méthodes d'essai des matériaux de construction*, t. II, p. 403).

3° Que lorsque l'épaisseur des pièces augmente, les valeurs des caractéristiques du métal varient avec la position des barrettes d'essai. Si, au moment de la trempe de la pièce, la température est bien égale dans toute la masse de métal, il paraît évident que le métal situé le plus au cœur doive se refroidir plus lentement, et être, à ce point de vue, moins influencé par le traitement (*fig.* 6). A vrai dire, le phénomène est très complexe : des tensions se

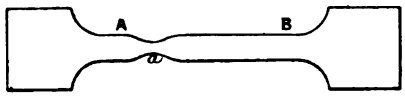
produisent du fait que les différentes portions ne se refroidissent pas avec la même rapidité et il peut en résulter que les différentes parties s'écrouissent plus ou moins; la durée du maintien de la température maximum de chauffage de la pièce à tremper peut influer sur les résultats, en ce sens que les modifications intimes du métal mettent toujours un certain temps à se produire.

En pratique, il y a bien d'ailleurs une série de détails d'exécution dont on n'est pas absolument maître, et l'on ne peut compter à l'avance sur un sens déterminé des variations des caractéristiques du métal suivant la position des barrettes (nous supposons, bien entendu, que des chutes suffisantes ont été faites à la tête et au pied des lingots pour que le métal puisse être considéré comme suffisamment homogène).

Nous pourrions citer à ce sujet nombre de résultats d'essais. pour confirmer cette manière de voir. Au sujet de la variation de la dureté du métal, suivant la distance de la portion considérée, à l'axe des pièces cylindriques, nous croyons devoir signaler un détail qui se rapporte au sujet général qui nous occupe.

Pour essayer certaines pièces cylindriques (tubes de passage d'ordres des bâtiments, canons, etc.) on découpe des rondelles aux extrémités, et avec ces rondelles suivant des cordes des barrettes transversales de traction. A égalité

Fig. 7.



de résistance moyenne des différentes portions d'une pièce, il peut y avoir intérêt à ce que la résistance en un point déterminé, varie quand on passe des portions extérieures à celles qui sont à l'intérieur; tantôt, comme dans les canons, c'est l'intérieur qui fatigue le plus et tantôt, comme dans les pièces de machines, c'est l'extérieur.

Nous avons vu que, pour les pièces trempées principalement, la résistance du métal varie dans la masse du métal; il est bien évident que si les barrettes transversales MN n'ont pas de défauts elles casseront à la traction dans la partie *a* la plus douce; le sens de variation du durcissement peut être tel qu'il soit avantageux et cependant les allongements pour 100 des barrettes mesurés entre les repères A et B (*fig.* 7), peuvent être régulièrement affaiblis, si le point de rupture *a* se trouve éloigné du milieu de la longueur de la barrette (cela arrivera dans toute pièce où le métal de l'intérieur est plus durci). Si l'on n'examinait que les résultats bruts des entravers, on pourrait être tenté de trouver moins bonne une pièce qui, dans certains cas, serait meilleure.

Peut-être, lorsque la valeur de la résistance du métal dans le sens travers est particulièrement intéressante à connaître, y aurait-il lieu de découper les

rondelles prélevées aux extrémités, en anneaux de même centre qu'on essayerait à l'extension circulaire, au moyen d'appareils spéciaux.

II. — Variation de la résistance des rivets mis à chaud avec le diamètre.

Quand les rivets sont placés à chaud, il se produit en particulier les phénomènes suivants :

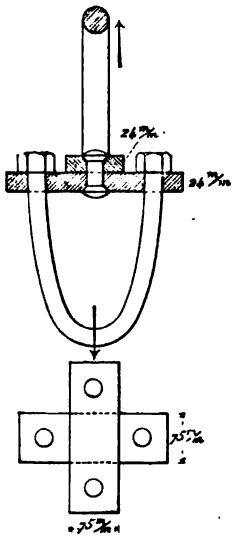
1° Le rivet se refroidit plus ou moins rapidement suivant qu'il a une surface de refroidissement plus ou moins grande par rapport à la masse, suivant

Fig. 8.

que le contact avec les tôles est plus ou moins parfait, etc. Il y a une trempe plus ou moins forte et peut-être aussi un peu de trempe par compression lors de la mise en place.

2° Au refroidissement, le rivet se contracte et tend à se raccourcir; ce

Fig 9.



raccourcissement ne se produit qu'en partie par suite de la résistance opposée par les tôles; il y a donc écrouissage.

Le résultat final pour un même métal dépend en particulier du diamètre du rivet, de la température de pose, du mode de rivetage. Voici quelques résultats d'essais que nous avons eu l'occasion de faire :

I. — *Essais de cisaillement simple de rivets de différents diamètres mis à la main* (moyenne de trois essais) (*fig.* 8).

Diamètre des rivets.	Épaisseur de chacun des 2 plats assemblés.	Largeur des plats.	Température de pose.	Résist. au cisaillement simple.	Observations.
mm	mm	mm	°	kg	
10	10	60	800	78	
		60	1000	77	Acier à 3 pour 100 de nickel donnant une résistance de 55kg par millimètre carré à la traction de barrettes de 13mm,8 × 200 prélevées dans les barres laminées.
14	14	90	800	66	
		90	1000	62	
22	22	90	800	55	
		90	1000	53	
10	10	90	800	45	Acier au carbone de 38kg de dureté.
			1000	44	
23	23	90	800	36	
			1000	35	

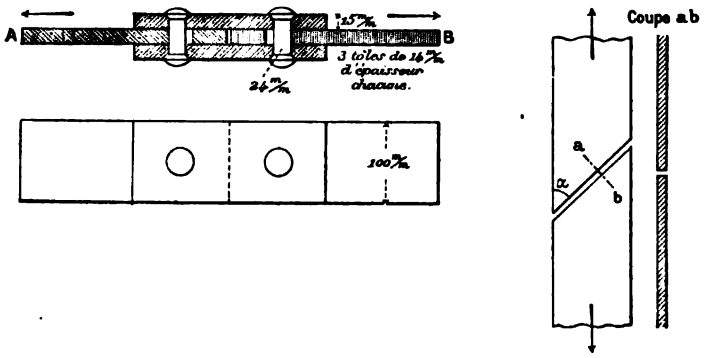
II. — *Résultats d'essais de traction et de cisaillement doubles après rivetage à la presse hydraulique à une pression de* 100kg *par millimètre carré des sections des rivets.*

		Essais de traction (*fig.* 9).			Cisaillement double (*fig.* 10).	
Diamètre des rivets.	Température de pose.	Limite des petits allongements par millim. carré de section.	Résistance maxima à la rupture par millim. carré de section primitive.	Diamètre de rupture.	Résistance par millim. carré de la double section primitive.	Observations.
mm	°	kg	kg	mm	kg	
24	700	44	50?	14	36	Acier au carbone de 35kg de résistance à la traction par millimètre carré.
»	950	42	55	13,8	37	
»	700	64	78	18,4	51	Acier au carbone de 55kg
»	950	60	78	17,1	52	
»	700	77	85	17,8	55	Acier à 3 pour 100 de nickel à 55kg.
»	950	69	79	16,6	51	

Dans l'essai de cisaillement, les trous percés dans la tôle du centre avaient été ovalisés pour permettre de mesurer l'adhérence des tôles; il n'y a rien eu à tirer des résultats obtenus comme adhérence, car les tôles n'avaient pas été mises dans des conditions suffisamment semblables comme état des sur-

faces. Nous pensons d'ailleurs que les résultats obtenus comme résistance au cisaillement à la rupture ne sont pas très influencés par l'état des tôles dans les conditions où on les emploie habituellement, car avec le mode de calcul des assemblages, au moment de la rupture des rivets, les tôles ont diminué suffisamment d'épaisseur pour que le contact ne soit plus bien sérieux et que les différences d'adhérence ne soient pas sensibles d'un cas à l'autre.

Fig. 10.



Bien que ces essais soient peu nombreux, nous croyons toutefois que, examinés dans leur ensemble, ils sont suffisants pour montrer qu'avec les aciers plus durs, employés actuellement au rivetage, il y a lieu de compter sur des efforts de serrage et des résistances au cisaillement R*e* par millimètre carré assez variables avec les diamètres des rivets. (R*e* varie dans le rapport 2 à 3 dans certains exemples cités.)

III. — Forme de rupture des barrettes rectangulaires de traction variable avec l'épaisseur. Disposition des rivets dans le rivetage en quinconce.

Dans tous les exemples signalés jusqu'ici, la variation des résultats obtenus suivant les dimensions peut s'expliquer, au moins en partie, par des différences dans la rapidité du refroidissement.

Pour terminer, nous allons citer des faits d'expérience où la question de dimension intervient d'une toute autre façon.

Les formes de cassure d'éprouvettes rectangulaires essayées à la traction, peuvent généralement se ramener à trois types.

Les cassures se composent de portions de surfaces sensiblement planes :

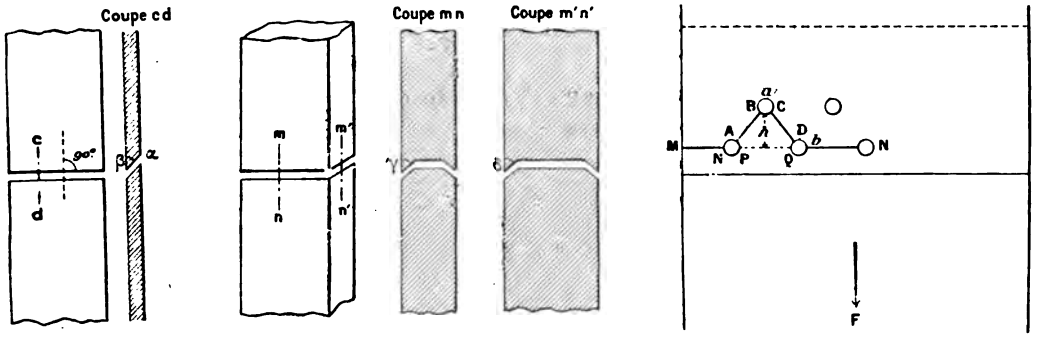
1° Normales à l'une des faces latérales de la barrette, avec une *inclinaison à peu près constante sur la direction de l'axe longitudinal* (60° à 70°),

Ou 2° normales aux deux faces, c'est-à-dire à l'axe.

La résistance à la traction des tôles de même épaisseur, rapportée à l'unité de section transversale, ne paraît pas varier avec la forme de cassure.

Mais pour les faibles épaisseurs (jusqu'à 5^{mm} à 6^{mm} pour des barrettes de 30^{mm} de largeur), la cassure est généralement de la forme *fig.* 11 ou excep-

Fig. 12. Fig. 13. Fig. 14.

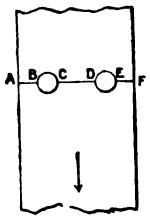


tionnellement une combinaison des formes *fig.* 11 et *fig.* 12; pour les épaisseurs plus fortes, elle passe de la forme *fig.* 12 à la forme *fig.* 13.

Nous citons ces faits pour examiner la question de la disposition des lignes de rivets dans les rivetages en quinconce.

On cherche généralement à distancer suffisamment la seconde ligne de rivets de la première pour que la résistance à la rupture de la traction F soit

Fig, 15.



plus grande suivant la ligne brisée MABCDN (*fig.* 14) que suivant la ligne droite MNPQ. Nous croyons que la condition que l'on fixe à ce sujet, $AB + CD > PQ$, ne peut qu'être approximative; car la résistance à la rupture dans les deux cas ne doit pas être $R(\overline{AB} + \overline{CD})$ et $R.\overline{PQ}$ avec une même valeur de R.

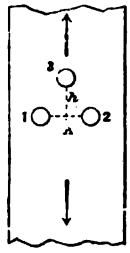
Dans les exemples cités plus haut, la résistance à la rupture à la traction est la même *par unité de section transversale*, que la cassure soit transversale ou oblique. Une autre constante des essais est l'inclinaison des plans de cassure sur l'axe. Nous ne pensons pas, toutefois, qu'il faille en conclure que la distance *h* des deux lignes de rivets devrait être déterminée par l'obligation d'avoir un angle donné de AB sur PQ. La règle devrait, en tout cas, être changée avec les fortes épaisseurs. En réalité, le phénomène est ici plus complexe; la résistance à la traction d'une barrette perforée, rapportée à l'unité de surface de section restreinte, est, comme on le sait, plus grande

que la résistance analogue de la barrette non perforée. D'autre part, les rivets exercent un effort de serrage sur les tôles, qui doit modifier également la résistance à la traction.

Nous pensons donc que l'expérience seule peut donner des indications sur la façon dont il y aurait lieu de distribuer les files de rivets en quinconce, si l'on s'impose la condition citée.

Sous ces réserves, nous donnons, à titre de simples renseignement, dans le Tableau ci-dessous, des résultats d'essais de traction que nous avons faits sur des barrettes percées de trois trous cylindriques, disposés comme l'indique le croquis ci-contre. Nous avons fait varier la distance h avec A constant,

Fig. 16.



en notant à partir de quelle distance la rupture se fait entre les deux trous 1 et 2, et non suivant une ligne réunissant les trous 1, 2 et 3 (*fig.* 16).

La dernière colonne indique la distance qu'il aurait fallu mettre entre les deux lignes, en se basant sur la règle AB + CD > PQ.

Nature de l'acier. Résistance à la traction.	Diamètre des rivets d.	Largeur et épaisseur des plats $l \times e$.	Distance des trous 1 et 2 A.	Distance du centre du trou 3 à la ligne des centr. des trous quand la rupture se produit entre les trous 1-2. h.	Distance du centre du trou 3 à la ligne 1-2 déterminée par $\frac{\sqrt{d^2 + Ad}}{2}$ (AB + CD > PQ).
	mm		mm	mm	mm
Acier au carbone, à 45kg.....	6	55 × 6	36	entre 12 et 15	11
	3	55 × 3	38	12 à 16	8
	3	30 × 2,9	11	5 à 6	4,5
Acier au carbone, à 50kg.....	8	55 × 9	26	12 à 14	11
	6	55 × 6	36	12 à 15	11
Acier à 3 pour 100 de nickel, à 65kg.	6	55 × 6	36	15 à 18	11
	3	55 × 3	38	15 à 18	8
	3	30 × 2,7	11	5 à 6	4,5
Acier au carbone, à 65kg.....	3	30 × 2,8	11	5 à 6	4,5

Conclusions pratiques générales.

Nous nous bornerons à tirer les conclusions suivantes :

1° Les résultats produits par la trempe sont très variables avec les dimensions transversales des pièces; si quelques constructeurs tiennent donc, dans leurs commandes, à limiter une dureté d'acier par un essai de trempe, il est de toute nécessité, surtout pour les aciers un peu durs, de *préciser* les dimensions transversales du bloc à tremper; nous croyons, d'ailleurs, qu'il vaudrait mieux en général, pour les métaux usuels, limiter la dureté par les résultats de l'essai de traction, sur l'acier naturel non trempé, qui peut plus facilement être effectué dans des conditions comparables.

2° La résistance au cisaillement des rivets, élément important du calcul des assemblages, doit varier d'une façon suffisamment sensible avec leur diamètre, pour qu'il y ait lieu d'en tenir compte en pratique avec les aciers de dureté croissante qu'on tend à employer.

AU SUJET

DE

QUELQUES TRAVAUX EXÉCUTÉS A LA TÂCHE

A L'ARSENAL DE FOU-TCHÉOU,

PAR M. DOYÈRE,
Ingénieur de la Marine.

Les quelques lignes suivantes, étant de nature à fournir des renseignements sur ce qu'on peut attendre de la main-d'œuvre chinoise, présenteront peut-être un certain intérêt aux yeux des membres de l'Association technique maritime. Si cet intérêt leur paraît médiocre, ils voudront bien user d'indulgence et ne voir dans ces quelques pages que la carte de visite d'un collègue éloigné, qui tient à n'être pas tout à fait oublié.

Jusqu'au mois de juillet dernier, les ouvriers de l'Arsenal de Fou-Tchéou ont uniquement travaillé à la journée. Le salaire journalier moyen du personnel ouvrier (contremaîtres, ouvriers, coolies, apprentis) est d'environ $0^{P},250$ par jour, soit, au cours moyen actuel de la piastre de Fou-Tchéou (qui est de $2^{fr},40$ à $2^{fr},45$), environ $0^{fr},60$ en monnaie française.

La production de l'ouvrier travaillant à la journée est naturellement faible: il en est ainsi partout, mais en Chine plus qu'ailleurs peut-être, en raison du peu d'autorité que les surveillants indigènes ont sur leurs hommes; on peut dire que cette autorité est à peu près nulle.

Au mois de juillet dernier, j'obtins du Commissaire impérial de l'Arsenal l'autorisation de mettre en essai le travail à la tâche.

Le système que j'ai adopté n'est pas celui qui est en vigueur dans nos arsenaux français. Dans ceux-ci, on impose aux ouvriers un certain minimum de travail à exécuter dans un laps de temps déterminé. Si ce minimum est dépassé, ou si le travail total est achevé dans un laps de temps moindre, on assigne à l'ouvrier une prime qui est proportionnelle soit au temps économisé, soit au travail supplémentaire produit: dans tous les cas, la prime totale augmente avec la quantité de travail exécuté. C'est rigoureusement juste, mais cela présente un inconvénient: il est impossible de savoir à l'avance quelle sera la prime totale qu'on aura à payer. Si les tarifs ont été faits trop

avantageux pour l'ouvrier, ou si l'on tombe sur des ouvriers exceptionnellement vigoureux et actifs, il se peut que les primes à payer dépassent beaucoup le chiffre prévu. Sans doute, l'unité de travail coûtera quand même moins cher, grâce aux tarifs adoptés pour les primes; mais, si l'on est enfermé dans les limites d'un budget déterminé et restreint, cet écart entre les prévisions et la réalité peut créer des difficultés.

Un tel inconvénient n'est pas à redouter avec le système que nous avons adopté à Fou-Tchéou :

Une équipe d'ouvriers (au nombre de 20 par exemple) ayant à exécuter un travail donné, soit la confection d'une cloison étanche, on lui impose de terminer ce travail en 10 jours, je suppose. Si cette condition est remplie, chaque ouvrier reçoit un supplément (uniforme pour tous les travaux) de $0^{P},070$ par jour de travail prévu au tarif. Que le travail soit terminé en 8 jours ou en 9, la prime totale à payer reste la même, mais le prix de revient du travail diminue avec le temps, en même temps que la solde journalière des hommes augmente, en sorte qu'ils ont toujours intérêt à travailler vite.

Par exemple, dans le cas précité, le travail exécuté en 8 jours coûtera :

$$8 \times 20 \times 0^{P},250 + 10 \times 20 \times 0^{P},070 = 54 \text{ piastres},$$

et le salaire journalier moyen se trouve ainsi de

$$\frac{54^{P}}{160} = 0^{P},337.$$

En 9 jours le travail de l'ouvrier aurait coûté :

$$9 \times 20 \times 0^{P},250 + 10 \times 20 \times 0^{P},070 = 59 \text{ piastres},$$

et le salaire moyen eût été de :

$$\frac{59^{P}}{180} = 0^{P},327.$$

Dans tous les cas, on est assuré que la prime totale octroyée aux ouvriers sera de 14 piastres ou nulle, et connaissant cette prime d'avance, on limitera aisément et à volonté la dépense de main-d'œuvre.

Nota. — Il y a à compter en sus des primes des ouvriers celles des surveillants, mais le même principe est respecté.

Une autre différence avec ce que j'ai vu pratiquer dans nos arsenaux, c'est qu'ici nous tarifons en général des travaux d'ensemble, qu'il serait parfois difficile, en France, d'envisager en bloc.

Par exemple, nous pouvons imposer à une compagnie d'ouvriers la confection totale du bordé d'un navire. Ce sont alors les mêmes ouvriers qui prennent les matières au dépôt, font les gabarits, tracent les tôles, les coupent, les percent, les rabotent, les mettent en place. Il n'y a pas un homme spécialement attaché à demeure à chaque poinçonneuse, à chaque cisaille, ou,

si cet homme existe pour certaines machines, il se débrouille avec l'équipe pour se faire rémunérer par elle. Ceci est on ne peut plus simple ici, étant donnés le sentiment de solidarité et l'esprit d'association si puissants en Chine [1].

Ce tarifage en bloc a l'avantage de rendre la surveillance et surtout le décompte des primes beaucoup plus facile que lorsqu'on tarife de petits travaux de détail. Comme fraude sur la quantité, on n'a guère à craindre que de voir l'équipe se faire aider par des ouvriers qui lui sont étrangers, mais cette crainte disparaît si tous les ouvriers de l'atelier ou à peu près travaillent simultanément à la tâche, ce qui est le cas pour nous à l'atelier de charpentage en fer. D'ailleurs si le fait se produit, qu'importe, pourvu que sur l'ensemble des travaux on réalise un gain de temps et d'argent.

J'ai toujours été frappé de la répugnance qu'inspire à certains esprits l'emploi du travail à la tâche : ils n'y voient guère que la porte ouverte à des fraudes qui, disent-ils, non seulement préjudicient aux intérêts de l'État, mais démoralisent l'ouvrier.

En fait de fraude, en est-il donc de plus préjudiciable à l'État et de plus démoralisante pour l'ouvrier que celle qui consiste à toucher sa journée pour aller dormir dans un coin du chantier? La perfection n'étant pas de ce monde, le travail à la tâche est loin d'être d'une application parfaite. Il faut en tout faire la part du feu. L'essentiel est de savoir si cette part n'est pas exagérée et si les résultats obtenus sont bons. En France, je ne crois pas que la réponse soit douteuse. Elle ne l'est pas davantage à l'Arsenal de Fou-Tchéou.

Pour n'en citer qu'un exemple, la quille du croiseur-torpilleur *A* a été faite à la journée : l'opération a exigé environ 1600 journées. Pour le croiseur-torpilleur *B*, qui est identique, le même travail, exécuté à la tâche, n'a exigé que 866 journées 5. La première quille, à raison de $0^{P},250$ la journée moyenne, a coûté 400 piastres, tandis que la seconde (*voir* ci-après le décompte) n'a coûté que $291^{P},5$: économie 27 pour 100.

Voici maintenant quelques exemples de tarifs : ils nous permettront d'établir quelques prix de revient au kilogramme, intéressants à titre comparatif.

I. *Confection des dernières membrures du croiseur-torpilleur* A. — Le travail comprenait l'achèvement des couples après forgeage au four, par conséquent : la retouche des cornières à la presse, le tracé, le découpage, le perçage, tant des cornières des membrures que des cornières renversées, des varangues et des barrots, et l'assemblage par boulons. (La mise en place fut faite par une autre équipe.)

Il restait 42 couples à terminer (le 18 juillet). Le temps accordé fut de 35 jours pour une équipe de 60 hommes, soit 2 100 journées d'ouvrier.

---

[1] Je ne suis même pas bien certain que les ouvriers ne mettent pas en commun, pour se les repartager ensuite, les primes qu'ils ont touchées individuellement.

Il s'agissait de couples formés de cornières de 85×55, cornières renversées de 50 × 50, et tôles-varangues de 5mm et 6mm d'épaisseur, de la petite tôlerie, par conséquent. Le poids total des 42 couples était de 9000kg environ.

Le nombre de journées réellement dépensé fut de 1663,5 et le prix de revient s'établit comme il suit :

	P
Valeur des journées (à 0P,250 l'une)	415,87
Supplément de tâche et de surveillance	176,72
Total	592,59
	fr
Soit, en francs (à 2fr,43 la piastre)	1440,00
Prix de revient du kilog (main-d'œuvre)	0,160

II. *Exécution de six cloisons étanches transversales du croiseur-torpilleur* A. — Le travail comprenait : la confection complète de ces cloisons, sauf le rivetage, par conséquent manutention, dressage et découpage des tôles, tracé des trous, perçage, travail des cornières-membrures (préalablement forgées), des barrots et des montants, montage sur cale.

Le temps accordé était de 25 jours pour une équipe de 30 hommes, soit 750 journées d'ouvrier.

Il s'agissait de cloisons de 4mm et 5mm d'épaisseur, bordées d'une cornière membrure de 85 × 55 avec montants en cornières de 60 × 60 et barrots le 60 × 60.

Le poids net total des cloisons tarifées était de 7854kg.

Le nombre de journées réellement dépensé fut de 6945 et le décompte est le suivant :

	P
Valeur des journées	173,62
Supplément de tâche et de surveillance	69,85
Total	243,47
	fr
Soit, en francs	591,63
Prix du revient du kilog	0,076

III. *Quille en tôle du croiseur-torpilleur* B. — Le travail comprenait : le découpage des tôles, le forgeage au four, d'après gabarit, la retouche au charbon de bois, puis le rabotage, le perçage, l'ajustage, le montage à l'atelier avec les couvre-joints.

Il s'agit d'une quille en tôle de 9mm à 11mm d'épaisseur, plate dans le milieu, acculée vers les extrémités à la façon ordinaire, suivant un angle allant jusqu'à 90°.

Le poids total était de 7168kg, couvre-joints compris.

Le nombre de journées accordé étant de 912, on en a dépensé 866,5.

	P
Valeur des journées	216,62
Supplément de tâche et de surveillance	74,90
Total	291,52
	fr
Soit, en francs	708,39
Prix de revient du kilogr.	0,099

IV. *Bordé de carène du croiseur-torpilleur* A. — Le travail comprend : manutention des matières, confection des gabarits, dressage, façonnage, découpage et perçage des tôles, leur mise en place avec leurs couvre-joints, prêtes à être rivées.

Pour chaque bord, il est accordé 80 jours à une équipe de 40 hommes, soit 3200 journées. Le bordé a une épaisseur de 6^{mm} à 10^{mm}. Le poids de tout le revêtement d'un bord est de 44500^{kg}. Le travail n'est pas encore achevé, mais il est assez avancé pour qu'on puisse assurer que les ouvriers gagneront.

Le prix de revient maximum s'établit dès lors comme suit :

	P
Valeur maxima des journées	800,00
Supplément de tâche et de surveillance	336,00
Total	1136,00
	fr
Soit, en francs	2760,48
Prix de revient du kilogr.	0,062

V. *Tarifs de rivetage.* — Ces tarifs sont les suivants : pour un rivetage exécuté dans des conditions courantes, sans difficultés spéciales (par exemple rivetage d'un bordé de carène, d'un bordé de pont, de cloisons, etc.) :

			Par journée de 10^{h}.	
Rivets de	8^{mm}	et moins à froid	200	(équipe de 2 ouvriers)
»	10	et 12^{mm} à chaud	240	(4 ouvriers)
»	14	et 16^{mm} »	200	»
»	18	et 20^{mm} »	180	»
»	22	»	160	»

Ces minimums étant en général facilement atteints, ceci fait ressortir le cent de rivets mis en place aux prix maximums suivants :

	Prix de revient du 100.	
	en piastres.	en francs.
	P	fr
8^{mm} et moins	0,35	0,85
10 et 12^{mm}	0,59	1,43
14 et 16^{mm}	0,71	1,73
18 et 20^{mm}	0,79	1,92
22	0,89	2,16

Bien que le travail à la tâche ne soit en vigueur à Fou-Tchéou que depuis peu, il me serait facile de multiplier les exemples : les précédents suffisent pour donner une idée de l'extrême bon marché de la main-d'œuvre chinoise à l'heure actuelle.

Je n'ai tenu compte que de la main-d'œuvre directement appliquée, mais non des frais généraux : c'eût été rendre impossible toute comparaison, car il n'existe, on le conçoit sans peine, aucune analogie entre les frais généraux d'un arsenal chinois et ceux d'un établissement industriel européen.

Je me garderais bien de tirer de ce qui précède aucune conclusion pour l'avenir, et je laisse à de mieux informés le soin de discuter le péril jaune.

NOUVEL OUTILLAGE PORTATIF

POUR

LE PERÇAGE SUR LES NAVIRES EN CONSTRUCTION,

PAR M. LOUIS MOISSENET,
Ingénieur de la Marine.

Le présent Mémoire a pour objet la description d'un nouvel outillage portatif pour le perçage sur place des matériaux sur les navires en construction ou en réparation. Cet outillage comprend deux organismes bien distincts, une perceuse électrique portative radiale, remplaçant dans son ensemble l'ensemble d'un moteur électrique, d'un flexible et d'un porte-outils de flexible, et un procédé d'adhérence par le vide, intervenant dans la fixation des bancs ou étriers de perçage, sous lesquels prennent appui aussi bien le porte-foret de ma perceuse radiale que le porte-foret ordinaire conduit par flexible.

Je suivrai, dans ce Mémoire, l'ordre chronologique suivant lequel les deux appareils ont été conçus, et c'est pourquoi je parlerai des appareils à adhérence par le vide, construits les premiers, comme coopérant, ainsi qu'ils l'ont fait tout d'abord, à l'emploi des flexibles ordinaires. Il va cependant sans dire que, si, comme je l'espère, ce Mémoire, et mieux encore la pratique elle-même, font ressortir de très sérieux avantages en faveur de ma perceuse portative radiale sur les divers systèmes de flexibles, l'emploi de cette dernière pourra et devra à mon sens se combiner avec celui de l'adhérence pneumatique, dans l'organisation de la plupart des chantiers de construction.

Voici d'ailleurs les idées essentielles communes qui ont présidé, tant à la conception qu'à la réalisation matérielle de mes deux séries d'outils:

Quel que soit le bon rendement mécanique d'un outillage, son rendement pratique ne peut être avantageux que si sa manipulation n'exige pas, de la part du personnel qui l'emploie, une dépense appréciable d'énergie physiologique. Tout appareil qui *fatigue* un ouvrier sera soumis dans son emploi à des arrêts intermittents, d'autant plus fréquents que l'ouvrier sentira plus vivement le besoin de repos.

Dans le cas du perçage, la cause de fatigue du personnel, c'est surtout la

manipulation de transport, l'opération qui consiste d'abord à amener en un point du chantier l'outillage, puis à déplacer le porte-foret de trou en trou.

Dans le premier transport à pied-d'œuvre on admet que le conducteur d'outil se fasse aider d'un camarade; aucun des objets intervenant dans le perçage ne devra être d'un poids tel qu'il ne soit encore facilement transportable à deux hommes.

Ensuite le porte-foret devra être conduit de trou en trou par un homme seul : aussi ne saurait-on le faire trop léger. Bien loin de lui ajouter quelque organisme nouveau, soit pour lui donner à lui-même la qualité de l'adhérence, soit en vue du serrage automatique, ou pour tout autre but, j'ai cherché par mes appareils à adhérence pneumatique, à laisser sans changement le porte-foret; par ma perceuse portative, j'ai réduit de près de moitié le poids de ce dernier.

Les majorations de poids, inévitables avec la recherche des nouvelles qualités de l'outillage visées, ont porté soit sur des objets indépendants, restant par eux-mêmes et individuellement légers, soit sur le moteur de la perceuse, qui reste néanmoins facile à *transporter* par deux hommes, et à *déplacer* ensuite de proche en proche par un homme seul.

PREMIÈRE PARTIE.

Outillage a adhérence par le vide.

I. — But et principe de l'outillage.

Le but de l'outillage est de permettre de créer rapidement des points de fixation résistants pour les bancs ou étriers sous lesquels prennent appui les perceuses portatives, conduites par flexible, ou par tout moyen équivalent de transmission de force.

Quant à son principe, il consiste à faire adhérer par l'effet du vide, sur la surface qui doit être percée, une ventouse à corps métallique et à garniture flexible, la garniture étant préalablement lutée sur son pourtour au moyen d'un corps pâteux, et le vide étant fait *par aspiration* sous le corps de la ventouse.

Sur le dos de la ventouse est un piton à œil portant une boucle suffisamment large et robuste; c'est cette boucle presque instantanément rendue solidaire de la surface à travailler qui sert de point de fixation pour le banc de perçage.

L'organe producteur de vide est une pompe mue par un des moteurs con-

ducteurs de flexibles. Mais en outre, dans la plupart des cas, au lieu d'aspirer directement sous la ventouse, la pompe aspire dans un récipient de grand volume, mis lui-même en relation avec une ou plusieurs ventouses. La connexion de la pompe au récipient se fait au moyen d'un tuyau flexible, terminé par un raccord, de façon à permettre de faire le vide successivement dans plusieurs récipients au moyen d'une seule pompe.

La connexion du récipient avec chaque ventouse se fait au moyen de tuyaux flexibles fixés chacun à demeure à un ajutage du récipient et à un robinet sur la ventouse, de façon à permettre de déplacer chaque ventouse en laissant le récipient immobile, et aussi, quand une ventouse est en prise, de la maintenir en relation avec le grand volume vide du récipient. Ceci rend possible la conservation suffisamment prolongée de son adhérence sans qu'il soit nécessaire de laisser en permanence la pompe en marche.

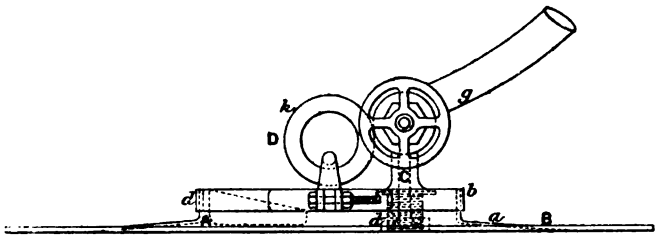
Enfin, dans des cas particuliers, la pompe peut être actionnée à bras ou le récipient peut être vidé d'air par introduction et condensation de vapeur, sans qu'on ait à se servir de la pompe.

Nous allons maintenant décrire chacun des organes énumérés dans ce préambule.

II. — Description de la ventouse.

La ventouse est représentée par les *fig.* 1 et 2. Elle se compose essentiellement d'un corps métallique rigide A, d'une garniture flexible B, d'un robinet de prise de vide C et d'une boucle d'amarrage D.

Fig. 1.



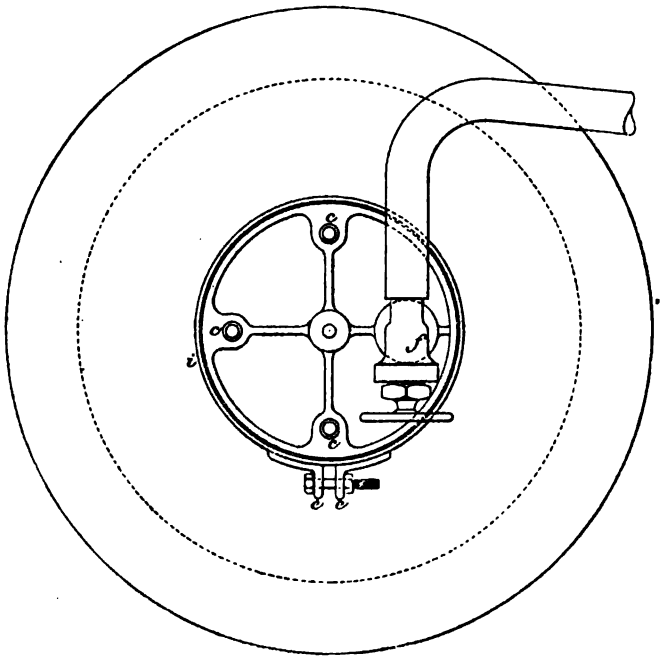
Corps métallique. — Le corps métallique A est en bronze. L'emploi de ce métal se recommande pour les raisons suivantes :

Tout d'abord le corps métallique va en s'amincissant le plus possible suivant son contour pour permettre à la garniture de passer avec le minimum de ressaut, depuis la surface du corps A à la surface de la tôle à percer. Les bords de la pièce seraient donc trop fragiles vu leur minceur si la pièce était en fonte ou en acier moulé. En outre, il arrive, quand on opère sur des surfaces très courbes, qu'on trouve avantage à donner du cintre dans un sens ou dans l'autre à la ventouse, quitte à la redresser ultérieurement. Ceci n'est possible qu'à la condition d'employer un métal ductile.

Le dessous de la pièce A est très légèrement courbe et concave, de façon à permettre un facile afflux d'air jusqu'au robinet, sans pour cela laisser un trop vaste espace à vider entre la ventouse et la tôle.

Le dessus du corps comprend une surface conique *a*, raccordée avec une surface cylindrique *b*. Ces deux surfaces sont recouvertes par la garniture B.

Fig. 2.



Au milieu est un fond plat nervuré, et muni des bossages nécessaires pour la fixation du robinet C et de la boucle D. Accessoirement, nous avons réservé en trois bossages des trous taraudés *c* qui permettraient la fixation, sur la ventouse, de toute machine-outil qu'on voudrait rendre adhérente par le vide.

Garniture flexible. — La garniture flexible est en *cuir à l'huile* façonné à la main. Les autres qualités de cuir ont donné de moins bons résultats. Nous avons essayé, sans succès, d'employer une rondelle en caoutchouc percée d'un trou de diamètre plus petit que celui du cylindre à surface *b* : il se produit dans le caoutchouc ainsi disposé des godes ou plis qui laissent rentrer l'air; mais on arriverait peut-être à de bons résultats au moyen d'une garniture en caoutchouc cylindroconique, façonnée tout exprès.

La garniture en cuir à l'huile possède une flexibilité satisfaisante. Son étanchéité, relativement moins bonne dans les premiers jours de l'emploi, s'améliore par l'usage, si l'on a soin de graisser au suif sa surface externe; le suif chassé par la pression atmosphérique pénètre peu à peu dans les pores du cuir et les obstrue.

La garniture est maintenue contre la ventouse par la pression d'une bandelette de cuivre *d*, munie d'oreilles *ee* serrées par un boulon.

Poids, encombrement et puissance d'adhérence de la ventouse. — La puissance d'adhérence de la ventouse est exactement égale au produit du vide effectivement réalisé sous la surface inférieure du corps métallique par l'aire de cette surface. Nos ventouses ont un diamètre de $0^{m},40$ et l'on obtient environ 1^{kg} par centimètre carré de vide. La puissance adhésive maxima de la ventouse est donc de 1200^{kg}.

Si un effort d'arrachement supérieur à 1200^{kg} est exercé sur la ventouse, elle se soulève, le cuir glisse en convergeant vers le centre de la ventouse, et si l'on continue à écarter la ventouse de la tôle, le décollement s'opère sans que l'effort de 1200^{kg} ait été notablement dépassé.

Le poids total de la ventouse est d'environ 9^{kg}.

Robinet de la ventouse. — Le robinet de la ventouse est un robinet à soupape. La soupape, en forme de lanterne, est disposée de façon à pouvoir être facilement rodée à son extrémité avant contre son siège. Elle est actionnée par une tige filetée commandée par un petit volant. La soupape fermée isole le dessous de la ventouse de l'organe producteur de vide. Quand la soupape est ouverte, en continuant à faire tourner le volant dans le sens du desserrage, on vient serrer l'extrémité arrière de la lanterne sur une surface appartenant au corps du robinet et formant contre-siège rodé. On isole ainsi le dessous de la ventouse et la source de vide de toute rentrée d'air le long de la tige; les presse-étoupes n'ont à intervenir pour limiter les rentrées d'air que pendant le temps très court qu'il faut pour manipuler le volant de manœuvre et les vis de serrage, de bout en bout de course.

Le robinet se termine d'un côté par une tubulure cannelée qui sert à la fixation du tuyau adducteur de vide.

De l'autre, il se termine par un ajutage fileté qui se visse dans le bossage taraudé de la ventouse. Une soudure à l'étain assure l'étanchéité au joint des deux pièces. La partie filetée du robinet se prolonge dans une cavité ménagée à cet effet sous le corps de la ventouse. Le but de cette disposition est de permettre l'emploi du robinet de ventouse comme robinet à raccord pour l'obtention du vide dans un récipient par circulation et condensation de vapeur, comme il sera expliqué ultérieurement.

Boucle de fixation. — La boucle de fixation passe dans un piton à œil vissé dans le bossage central de la ventouse. Boucle et piton sont calculés pour résister dans de bonnes conditions à l'effort maximum de 1200^{kg} que peut supporter la ventouse.

III. — Description de la pompe.

La pompe construite au port de Cherbourg et employée sur le *Henri IV* est une pompe à deux corps à simple effet. Elle se monte directement à côté d'une dynamo de perçage; pour cela la dynamo est déboulonnée de son socle en bois ordinaire; on embraye sur la pièce mâle servant de raccord pour les flexibles un manchon de la pompe, ce qui rend solidaire l'arbre d'entrée de celle-ci avec l'arbre de la dynamo. La pompe et la dynamo sont ensuite boulonnées toutes deux sur un socle en bois suffisamment large.

La pompe ne pesant que 19^{kg}, l'ensemble des deux machines n'atteint pas un poids de 70^{kg} et reste encore facilement manœuvrable.

L'arbre d'entrée de la pompe traverse celle-ci et se termine par une pièce mâle d'embrayage de flexible identique à celle qui terminait l'arbre de sortie de la dynamo. L'adjonction de la pompe à celle-ci ne lui *fait donc rien perdre de sa qualité de conductrice de perceuse.* Le travail absorbé par la pompe étant infime, la dynamo peut sans inconvénient percer et pomper simultanément. Le débrayage, prévu pour isoler la pompe quand son service n'est pas utile, a pour but principal d'éviter l'usure gratuite de celle-ci.

En tout cas, après débrayage de la pompe, rien n'est changé au fonctionnement de la dynamo, considérée comme devant entraîner un flexible.

Le débrayage dont nous venons de parler est un appareil à gueule, qui permet, suivant la position donnée à son levier de commande, de rendre ou non solidaire de l'arbre d'entrée une roue dentée. Celle-ci, quand elle est en prise, entraîne une autre roue qui conduit la pompe à une allure réduite au cinquième par rapport à celle de l'arbre de sortie de la dynamo. Ce dernier arbre tournant à raison de 400 tours à la minute, la pompe ne donne que 80 tours.

Les garnitures de piston et les soupapes de la pompe sont entièrement métalliques. *L'expérience de plus d'une année de services constants entre les mains du personnel charpentier du* Henri IV *a prouvé que la pompe n'est sujette à aucune usure appréciable, et ne nécessite aucun soin spécial dans sa conduite.*

Les deux corps de pompe aspirent à un petit réservoir chaudronné portant des tubulures qui permettent de le mettre en rapport au moyen de tuyaux en caoutchouc armaturés, soit directement avec une ou deux ventouses, soit avec un récipient de grand volume.

Un manomètre indique le vide obtenu dans le petit réservoir. Quand ce vide a atteint son maximum (environ 70^{cm} de mercure), on isole la pompe du réservoir en fermant un robinet, et l'on peut alors débrayer la pompe, même sans stopper son moteur, en se servant du levier *ad hoc.*

Si le réservoir est en relation directe avec une ventouse, celle-ci peut rester en prise environ un quart d'heure sans qu'il soit nécessaire de pomper

à nouveau. Ce temps se prolonge bien davantage chaque fois que, entre la pompe et la ventouse, on peut intercaler un des grands récipients à vide dont la description va suivre.

IV. — Description du récipient à vide.

Le récipient à vide se compose de deux coupelles demi-sphériques à bords tombés, obtenues en chaudronnant de la tôle d'acier zinguée de 2^{mm}, et dont les bords sont rivés l'un à l'autre avec interposition d'un anneau en tôle de 5^{mm}. Une soudure à l'étain en forme de couronne assure l'étanchéité de l'assemblage. Les têtes de rivets sont également recouvertes d'étain. Un léger trépied-support en cornière est soudé sous le récipient, et des poignées de transport sont également soudées à l'étain sur la coupelle supérieure.

Le récipient peut être disposé en vue de l'obtention du vide par circulation et condensation de vapeur. Il ne comporte alors que deux tubulures aux deux extrémités de l'axe vertical, lesquelles servent à la fixation des tuyaux en caoutchouc qui vont d'autre part se fixer chacun au robinet d'une ventouse.

Mais la *fig.* 3 montre le récipient disposé en vue d'être vidé par la pompe et de commander un grand nombre de ventouses. Il comporte alors autant de tubulures qu'on veut lui faire actionner de ventouses, et en outre un robinet à raccord sur lequel peut se visser une pièce située à l'extrémité du tuyau en caoutchouc qui aboutit d'autre part au petit réservoir de la pompe précédemment décrite. Dans les deux cas, un manomètre indicateur de vide est fixé au récipient.

Le robinet à raccord du récipient est identique, en tout ce qui concerne les organes essentiels, aux robinets de ventouse précédemment décrits.

V. — Description du détendeur à soupape de sûreté.

Nous appelons ainsi un organe accessoire qui intervient seulement quand on veut faire le vide dans les récipients par circulation et condensation de vapeur.

C'est un appareil de sûreté qui empêche d'introduire dans le récipient la vapeur au-dessus d'un maximum de pression convenablement choisi (pratiquement 1^{kg}). Il consiste en un bout de tuyau de cuivre terminé par une pince se rattachant à la pince qui termine un tuyau adducteur de vapeur pris, par exemple, sur une chaudière d'atelier. Entre les deux pinces, on intercale une plaque diaphragmée dont l'orifice se règle par tâtonnements de façon à produire à peu près la chute de pression désirable.

A l'autre extrémité est un raccord dont l'écrou est disposé pour se visser, sur l'extrémité du pied fileté du robinet d'une ventouse quelconque, de façon

à introduire, par l'intermédiaire dudit robinet et du tuyau de caoutchouc à un ou deux plis, la vapeur dans le récipient.

Enfin une soupape de sûreté, réglée à 1^{kg} par centimètre carré, est soudée au milieu de la pièce.

On conçoit que, pendant que la vapeur est introduite dans le récipient, la pression n'y puisse pas dépasser 1^{kg}; cependant, on évite ainsi de laisser sur le récipient même une soupape qui serait l'occasion de rentrées d'air inévitables, et de plus un seul détendeur à soupape, installé une fois pour toutes, suffit pour produire le vide dans un nombre indéfini de ventouses.

VI. — Description du dispositif pour conduire à bras la pompe à air.

Un dispositif a été réalisé pour conduire à bras la pompe à air, en vue d'obtenir le vide sous une ventouse en l'absence de toute source de force motrice et sans qu'on ait besoin de transporter un récipient vidé préalablement par circulation et condensation de vapeur.

Ce dispositif comprend essentiellement un arbre à deux manivelles et à volant, monté sur un bâti porté par un plateau en bois muni de quatre boucles, qui permettent au besoin de le descendre, en échafaud portatif, le long de la muraille d'un navire. Le volant est facilement démontable et se transporte séparément.

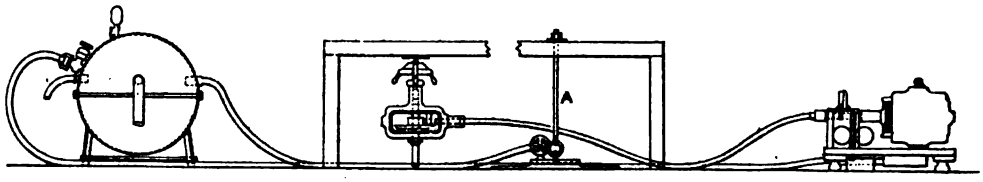
L'arbre actionné à bras entraîne par courroie une poulie embrayée avec la pompe, et permet de faire tourner celle-ci à raison de 40 tours environ par minute.

Enfin, l'arbre de la pompe étant terminé par la partie mâle d'un embrayage de flexible, ce même dispositif permet de conduire un flexible à bras, tout en actionnant la pompe. Le foret conduit par ce flexible et un porte-outil ordinaire tourne alors à raison de 40 tours.

VII. — Description des bancs ou étriers de perçage.

Les bancs ou étriers employés pour le perçage sont représentés aux *fig.* 3 et 4. Nous en employons surtout de trois sortes. La *fig.* 3 montre un banc ordinaire en bois, à deux pieds, dont la planche supérieure est percée de

Fig. 3.

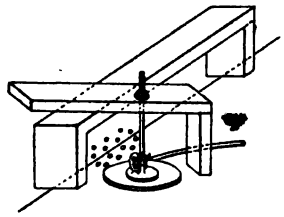


lace en place. Une fois la ventouse fixée, on engage dans sa boucle D (voir *fig.* 1) le crochet qui termine une barre de fer A (*fig.* 3), dont l'extrémité

supérieure filetée s'engage ensuite dans l'un des trous du banc. Un écrou manœuvré à l'aide d'une clef ordinaire permet aussitôt de serrer aussi énergiquement qu'on veut le banc sur la surface à percer. En ce dispositif, on peut, sans décoller la ventouse, faire pivoter successivement le banc dans toutes les directions autour de l'axe de sa tringle de serrage, et couvrir ainsi une zone circulaire dont le diamètre atteint facilement 3^m.

S'il s'agit de percer le rivetage d'une couture, nous plaçons un banc le long de cette couture (*fig.* 4) et, pour immobiliser ce banc, nous nous servons

Fig. 4.



d'un demi-banc mis en croix sur celui-ci et serré sur la ventouse, laquelle n'est donc pas troublée dans son fonctionnement par les trous ou par le joint de la couture.

Enfin, pour le cas où il s'agit de trous isolés, par exemple sur une muraille, et où l'on veut réduire à son minimum de poids le matériel à transporter, nous disposons de bancs très légers, dont les pieds ont pour écartement le diamètre même de la ventouse, et dont la traverse dépasse de chaque côté les pieds en porte à faux, de façon à laisser la place nécessaire au logement du porte-outil.

On remarquera que, dans toutes ces solutions, la ventouse subit un effort de décollement supérieur à l'effort de serrage de l'outil, puisque, par rapport au pied du banc qui réagit sur la tôle, l'effort de serrage du foret a un plus grand bras de levier que l'effort de traction de la ventouse. Mais cela est sans inconvénient à cause de l'énergie surabondante de l'adhérence qui atteint 1200^{kg}.

Du reste, au cas où l'effort à exercer le nécessiterait, il serait toujours possible de multiplier les ventouses et de les disposer en vue de le supporter.

Nous allons maintenant exposer le mode d'emploi des différents organes dont nous venons de donner la description.

VIII. — Obtention du vide dans un récipient par circulation et condensation de vapeur.

Le récipient muni de deux ventouses, chacune à l'extrémité d'un tuyau de caoutchouc à deux plis de toile, armaturé d'un ressort à boudin en fil de laiton ou en acier, est amené au voisinage de la conduite terminée par le

détendeur diaphragmé à soupape de sûreté. Les deux robinets des ventouses sont ouverts, et l'on visse le raccord du détendeur à l'extrémité filetée du robinet traversant la ventouse, ainsi qu'il a été dit au Paragraphe II.

La ventouse en question, qui est celle dont le tuyau aboutit au sommet du récipient, est alors suspendue à une chaînette, l'autre ventouse se repose sur le sol.

On ouvre le robinet d'arrivée de vapeur au détendeur. La vapeur pénétrant dans le récipient le réchauffe, puis expulse l'eau condensée, et enfin sort en jet sous la seconde ventouse. On ferme aussitôt tous les robinets et l'on arrose abondamment le récipient à l'eau froide.

Le vide est immédiatement réalisé.

IX. — Obtention de l'adhérence avec une ventouse commandée par un récipient.

Le récipient, avec ses deux tuyaux et ses deux ventouses, étant amené à pied d'œuvre, on enduit légèrement le dessous du cuir de la ventouse qu'on veut faire adhérer, au moyen de saindoux ou d'un autre corps pâteux (suif, terre glaise, etc.). On applique la ventouse sur la surface à percer, et on lisse du bout du doigt le saindoux tout autour du cuir.

On ouvre alors le robinet de la ventouse dont on serre à bloc le volant, dans le sens du dévissage, ainsi qu'il a été dit au Paragraphe II. Si le lutage préalable n'a pas été fait avec trop de négligence, la prise de la ventouse est instantanée et la chute de vide est *insignifiante*. Si donc on voit l'aiguille du manomètre baisser rapidement, il vaut mieux fermer immédiatement le robinet et recommencer le lutage.

Les appareils étant bien étanches et le collement des ventouses étant fait correctement, leur adhérence se maintiendra suffisante pendant au moins une journée entière, même si elles ont été déplacées plusieurs fois. Mais l'inconvénient du système est qu'on ne dispose de nulle ressource pour combattre les rentrées d'air, s'il s'en produit, soit par défaut d'étanchéité des organes, soit par mauvais collement de la ventouse, et que, une fois le vide tombé, il devient nécessaire de retourner au voisinage du robinet de vapeur pour faire à nouveau le vide. C'est pour cela que ce dispositif, très simple et très économique, n'est recommandable que dans les chantiers où l'emploi de l'adhérence n'est que rarement requise, et que, pour les chantiers de travail courant, nous avons été amenés à préférer un appareil à pompe.

Pour maintenir la ventouse en adhérence, il faut que la communication subsiste en permanence entre elle et le récipient, sans quoi elle se décolle promptement.

Pour décoller la ventouse en vue d'un déplacement à lui faire subir, on ferme son robinet et l'on soulève avec le doigt le bord du cuir; la cessation de l'adhérence en résulte instantanément.

X. — Organisation d'un chantier de perçage avec une pompe, un ou plusieurs récipients et un grand nombre de ventouses.

Lorsqu'il s'agit d'organiser un important chantier de perçage avec l'outillage à adhérence, il y a avantage à se servir de la pompe, d'un ou plusieurs récipients et d'un grand nombre de ventouses attelées par séries de trois ou quatre sur chaque récipient.

En ce cas, pour vider chaque récipient, on installe sur le petit réservoir de la pompe un long tuyau terminé par un raccord, qui se visse sur le robinet ménagé à cet effet sur le récipient.

Comme il suffit, en pratique, de renouveler le vide toutes les deux heures environ dans un récipient commandant quatre ventouses, et que la pompe ramène le vide au voisinage de 70^{cm} de mercure en cinq minutes environ, on voit que si le chantier n'utilise qu'un seul récipient, le travail d'emploi de la pompe sera de faible durée relative; pendant la plus grande partie du temps, la pompe sera débrayée et la dynamo avec laquelle elle est jumelée ne servira que comme conductrice de flexible.

Si l'on emploie plusieurs récipients, il appartiendra au personnel du chantier de raccorder successivement chacun d'eux avec la pompe pour y maintenir un bon vide. S'il est matériellement possible de loger les récipients dans le rayon d'action du tuyau d'aspiration partant de la pompe, la dynamo qui la conduit ne sera pas déplacée et ne cessera pas d'intervenir comme perceuse. Dans le cas contraire, on devra la traîner successivement à portée de chaque récipient. Pour faciliter son transport dans ce cas, nous l'avons montée sur chariot à roulettes.

Le collement des ventouses s'opère soit, comme dans le cas précédent, par ouverture du robinet, la ventouse étant lutée et le récipient vidé préalablement, soit, après lutage des ventouses par pompage direct, tous robinets ouverts. En tout cas, pour que l'adhérence se maintienne, il faut que les ventouses restent en communication avec leur récipient, et au cas où, par hasard, il se produirait des rentrées d'air, on en sera quitte pour pomper un peu plus souvent et plus longtemps pour maintenir l'adhérence.

Enfin, l'emploi combiné de la pompe et du récipient permet à l'adhérence de se produire même en des circonstances où l'une seule des deux sources de vide serait inefficace. Ainsi, nous avons fait mordre une ventouse sur une tôle de parquet gaufrée en losanges. La ventouse lutée, le récipient vidé et la pompe en marche, on a ouvert le robinet. Le vide est tombé presque à zéro, mais une première tendance à l'adhérence s'était produite, et la pompe a pu ensuite ramener le vide à son degré normal. Le cuir de la ventouse était alors comme moulé dans les gaufrures de la tôle.

XI. — Emploi de la dynamo conductrice de pompe et de flexible pour le perçage de trous isolés.

Quand il s'agit de percer rapidement des trous isolés, on attelle directement sur le petit réservoir de la pompe le tuyau d'une seule ventouse. On conçoit que la dynamo fournira ainsi aussi bien l'adhérence que la force motrice de perçage.

XII. — Emploi du moteur à bras pour la réalisation de l'adhérence et du perçage.

Mais encore faut-il, pour conduire la dynamo, l'installation préalable de conducteurs électriques. Si le nombre des trous à percer est très réduit, l'installation de ces conducteurs deviendrait relativement coûteuse. En ce cas, il y a intérêt ou à employer le récipient à circulation et condensation de vapeur, et à percer au cliquet, ou mieux à employer le moteur à bras conduisant la pompe, et à percer au flexible.

On emploie alors trois hommes, deux sur les manivelles et un au porte-outil, changeant de poste à tour de rôle. La production n'est pas sensiblement supérieure à celle de trois hommes perçant séparément au cliquet. Mais, chaque fois que les quelques trous à percer sont très voisins les uns des autres, ce qui est le cas le plus normal de certains travaux de bassin (tels que le perçage d'une prise d'eau et des trous de sa cornière d'attache, ou la fixation d'une ferrure sur la coque), on peut, par l'emploi du dispositif indiqué, percer trois fois plus vite qu'au cliquet, puisque, en une telle éventualité, on ne pourrait employer qu'un seul cliquet.

XIII. — Emploi de la ventouse sur des surfaces gauches.

Les ventouses, bien que disposées pour s'appliquer sur des surfaces planes, sont susceptibles d'adhérer convenablement sur des surfaces gauches. Si le gauche n'est que peu prononcé, nulle modification n'est à apporter à la ventouse. Si les surfaces sont très courbes, par exemple affectent la forme de cylindres de 2^m à $1^m,50$ de rayon, il y a intérêt à déformer le corps en bronze de la ventouse suivant la courbure de la surface à percer, quitte à le redresser ultérieurement. Mais même en ce cas, l'emploi de la pompe s'impose, car la garniture en cuir tend à se gondoler, et le *joint* réalisé est un peu moins bon que sur les surfaces planes.

XIV. — Discussion des avantages de l'emploi de l'adhérence par le vide sur les autres systèmes de fixation des perceuses.

Les appareils à adhérence par le vide sont à comparer avec les appareils à adhérence par l'aimantation, ainsi qu'avec les dispositifs usuels des chantiers.

Mais déjà l'emploi d'appareils électro-magnétiques, tendant à entrer dans la pratique, suffit à faire présumer que l'adhérence est, en principe, préférable aux dispositifs de fortune usités antérieurement. Ces derniers ont pour eux de ne nécessiter aucun outillage spécial; mais ils ont à leur désavantage l'inconvénient d'occasionner une dépense de temps fréquemment renouvelée, et qui, si elle peut être, en certains cas favorables, relativement minime, est considérable chaque fois que les circonstances du chantier ne se prêtent pas du premier abord à des installations simples.

Reste à comparer l'adhérence pneumatique à l'adhérence magnétique. Les avantages de cette dernière sont d'annuler totalement la dépense de temps nécessaire pour la fixation de la perceuse, tandis que, si rapidement que soient réalisés la fixation d'une ventouse et le montage d'un banc, il faut encore compter sur une ou deux minutes pour l'ensemble de ces opérations.

Mais, le banc à adhérence pneumatique une fois monté, il devient possible de percer un grand nombre de trous sans nouvelle dépense d'installations, en ne donnant à manipuler à l'ouvrier qu'un porte-outil ordinaire, et aussi léger et maniable que possible.

Au contraire, s'il s'agit de l'adhérence magnétique sous la forme où l'on tend à l'employer actuellement dans la marine, le porte-outil se trouve chargé de l'électro-aimant d'adhérence, et à chaque trou qu'il faut percer, c'est l'ensemble des organes magnétiques et mécaniques du porte-outil qu'il faut déplacer; ajoutons que cet ensemble, relativement pesant, doit être chaque fois centré avec exactitude sur le coup de pointeau du trou à percer. Il y a là une dépense d'énergie physique qui limite évidemment la production utile du perceur.

Déjà on a abandonné dans la marine les premières perceuses adhérentes qui permettaient de supprimer le flexible, pour en revenir au porte-outil adhérent conduit, avec l'intermédiaire d'un flexible, par une dynamo distincte. C'est qu'on trouvait peu acceptable de déplacer une machine pesante à chaque trou. Le porte-outil magnétique, bien que notablement allégé, pèse encore environ 30^{kg} et est encore trop lourd pour que son emploi doive être considéré comme absolument avantageux au point de vue du rendement maximum en main-d'œuvre.

Nous signalerons en outre sommairement les quelques inconvénients suivants à ajouter en défaveur des porte-outils à électro-aimant :

Ils ne sont utilisables que sur les chantiers comportant une installation générale d'électricité.

Leur adhérence n'est assurée que si on les présente en contact d'une tôle suffisamment nue : d'où la nécessité, pour leur emploi dans une réparation au bassin, de gratter préalablement la tôle, ce qui est peu acceptable.

Ils ne mordent que sur le fer, et leur adhérence n'est qu'imparfaite sur les tôles minces.

Leur énergie d'adhérence, au lieu d'atteindre 1200^{kg}, comme celle d'une ventouse de 40^{cm}, se limite à 400^{kg} ou 500^{kg}, ce qui est insuffisant pour donner aux forets de grands diamètres leur pénétration maxima.

L'emploi d'un grand nombre de porte-outils magnétiques peut donner à la coque une aimantation passagère qui, ne disparaissant ensuite que peu à peu, faussera, au bout de quelque temps, les résultats de la régulation des compas, si elle est opérée peu de temps après l'achèvement des travaux de perçage.

Les outils adhérents sont à la merci de tout incident, si court qu'il soit, survenant dans l'ensemble des conducteurs électriques et des dynamos génératrices. Tous peuvent se décoller à la fois pour une rupture momentanée du courant, et ceux qui sont employés le long de parois verticales exposent le personnel à de réels dangers, à moins qu'ils ne soient à chaque fois amarrés, ce qui supprime l'économie de temps résultant de leur emploi.

Enfin, chaque porte-outil à électro-aimant est par lui-même un organe coûteux.

Les appareils pneumatiques, au contraire, ne comportent que l'addition d'organes facilement transportables à ajouter aux dynamos conductrices de flexibles, et les organes destinés à être manipulés, ventouses ou porte-forets, restent extrêmement légers.

Ils peuvent être employés quelle que soit la nature de la force motrice servant au perçage et même dans les chantiers où l'on travaille exclusivement à bras.

Le temps de fixation de la ventouse et du banc, très faible par lui-même, est à répartir, dans la plupart des cas, sur un très grand nombre de trous, si bien que, pour chaque trou, la fraction de temps consacrée à la fixation du banc reste négligeable.

L'adhérence est assurée sur une surface quelconque, sans nettoyage ni décapage préalable, aussi bien sur les tôles de fer, même les plus minces, que sur les tôles de cuivre ou de bronze, et même sur les bordés en bois bien calfatés, ou la pierre, etc.

L'énergie d'adhérence est de 1200^{kg} pour une ventouse de 40^{cm}, pesant 9^{kg}, au lieu de n'être que de 400^{kg} à 500^{kg} pour un porte-outil magnétique pesant 30^{kg}.

Leur emploi ne crée aucun champ magnétique nuisible à la bonne régulation des compas.

Leur fixation, une fois obtenue, n'est pas sujette aux incidents pouvant se produire dans l'ensemble des sources de force motrice du perçage.

Enfin, des appareils servant à l'obtention de l'adhérence, la pompe seule est relativement coûteuse, bien que probablement moins chère encore qu'un seul porte-outil électro-magnétique, et les récipients et ventouses sont tous des organes simples et peu dispendieux. Et comme une seule pompe correspond, pour un chantier de perçage, à un ensemble nombreux de récipients et de ventouses, la dépense, par foret à conduire, pour obtenir l'adhérence pneumatique restera relativement très faible, et d'autant plus faible qu'il y aura plus de forets en action simultanée, tandis que, pour l'adhérence magnétique, la dépense, relativement élevée, croît d'une façon directement proportionnelle au nombre des forêts à conduire.

Il convient, toutefois, d'ajouter que les avantages de l'emploi des ventouses sont d'autant plus accusés que les bâtiments où on les utilise sont plus gros; les tôles minces comportent, en effet, un rivetage moins espacé que les tôles épaisses, et dans certains cas on peut avoir quelque hésitation à y trouver l'emplacement convenable pour le collement d'une ventouse. Les bancs, récipients, tuyaux, etc. de notre système peuvent aussi être gênants pour la circulation si l'espace est très restreint, comme dans la coque en construction d'une forte chaloupe à vapeur ou d'un bâtiment similaire.

Par contre, plus le bâtiment à construire est petit, moins il semble logique de grever la relativement faible somme consacrée à ses frais de construction par l'achat de matériels chers, tels que les perceuses à adhérence électro-magnétique.

DEUXIÈME PARTIE.

PERCEUSE PORTATIVE RADIALE (FLEXIBLE A ENGRENAGE).

I. — But et principe de l'appareil.

Notre perceuse radiale est destinée au perçage sur place des constructions métalliques. Elle remplace identiquement, dans son ensemble, l'ensemble d'un moteur, d'un arbre flexible et d'un porte-foret, conserve des qualités équivalentes de flexibilité, peut se construire à meilleur marché, n'est pas susceptible d'avaries fréquentes comme le flexible, peut donner, si elle est bien construite, un rendement mécanique double de celui du flexible, c'est-à-dire un travail utile sensiblement double à égalité de puissance (et de

poids) du moteur, donne à manipuler un moindre poids à l'ouvrier, et réalise ainsi un meilleur rendement de la main-d'œuvre.

L'appareil comprend :

1° Un moteur (électrique dans le cas usuel);
2° Un arbre télescopique;
3° Un porte-foret;
4° *Pour mémoire,* un support de porte-foret, amovible et employé seulement dans le cas du perçage vertical.

L'arbre télescopique se visse, par chacune de ses extrémités, à l'arbre de sortie de la dynamo et à l'arbre d'entrée du porte-foret. Les agencements qui vont être décrits, basés essentiellement sur des combinaisons de pignons dentés, parmi lesquels certains pignons sont montés sur fourche oscillante, permettent de diriger dans un très grand nombre de directions l'arbre de sortie de la dynamo, *sans déplacer le socle de celle-ci,* et d'orienter, dans un très grand nombre de directions, le foret par rapport à l'arbre d'entrée du porte-foret.

II. — Agencement de la dynamo.

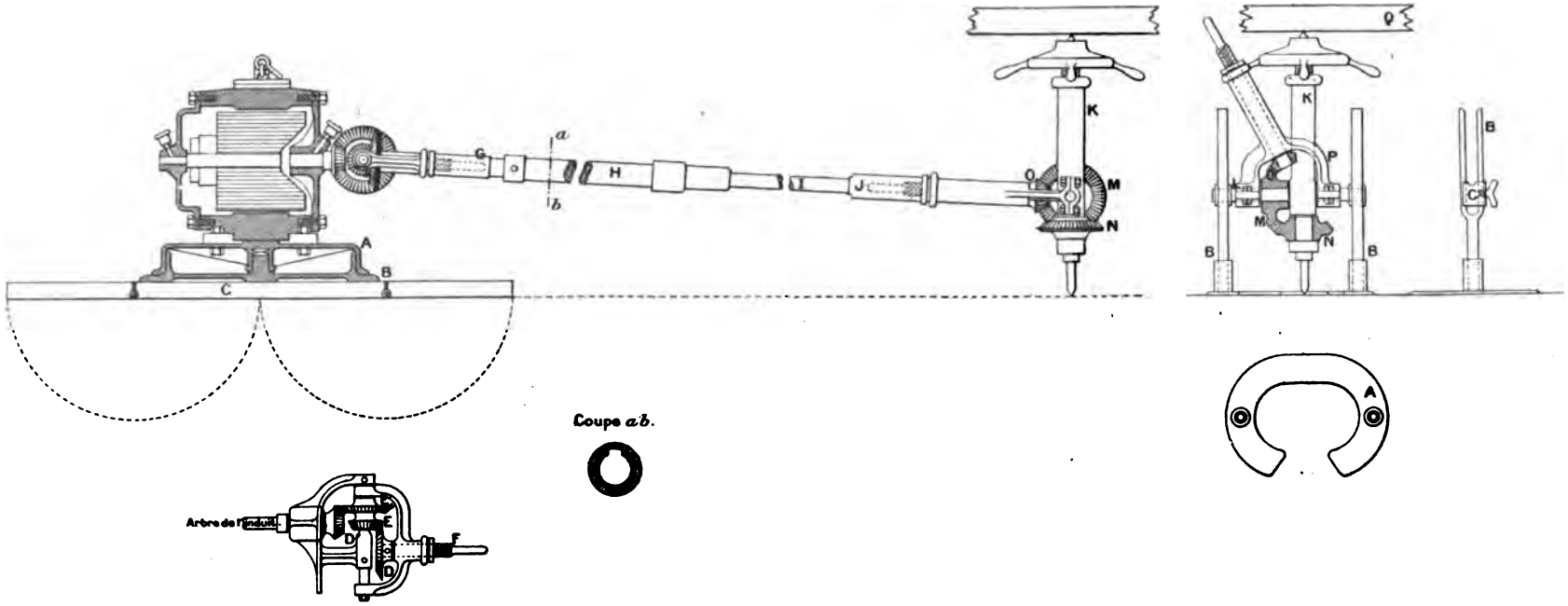
La dynamo, du type ordinaire des perceuses, est montée tout d'abord sur plaque tournante. Pour cela, son bâti (*fig.* 5) est relié à une pièce A comprenant une crapaudine et une couronne de frottement. Cette pièce s'emboîte sur une pièce B, reliée elle-même au plateau en bois C. L'emboîtage et le déboîtage se font librement, si bien que, pour transporter la dynamo à pied d'œuvre, on peut la séparer du socle et du plateau, qu'on transportera séparément. Le plateau lui-même, qui doit être assez large pour donner au système une bonne assiette, est fait en trois parties à charnières, pour pouvoir passer au besoin dans un trou d'homme.

Ce dispositif permet, sous l'appel de l'arbre télescopique, à la dynamo de tourner tout entière librement autour de l'axe de la plaque tournante.

Quant à l'arbre de sortie de la dynamo, il reçoit le mouvement de rotation par l'intermédiaire d'un pignon d'angle D monté dans une fourche qui tourne tout entière autour de l'axe du pignon conjugué E. Celui-ci est solidaire du pignon E′ qui reçoit le mouvement du pignon D′ claveté sur l'extrémité de l'arbre de l'induit. L'arbre de sortie peut donc, sous l'appel de l'arbre télescopique, décrire environ un angle droit dans le plan de la figure, qui est celui de l'axe de la plaque tournante précitée.

Par la combinaison de ces deux mouvements de rotation, l'arbre de sortie de la dynamo et l'arbre télescopique qui le prolonge peuvent être orientés dans une direction quelconque, sur plus d'une demi-sphère d'étendue.

Fig. 5.



III. — Description de l'arbre télescopique.

Après transport à pied d'œuvre de la dynamo et de son socle et montage de l'une sur l'autre, on visse sur l'arbre F solidaire de la roue D le manchon G appartenant à l'arbre télescopique.

Celui-ci est composé d'un arbre creux H dans lequel coulisse un arbre plein I. On voit dans la coupe de détail *ab* comment on a pu réaliser le clavetage de ces arbres l'un dans l'autre, sans laisser de clavette ou d'emplacement de clavette à la périphérie : l'arbre creux est lui-même constitué de deux tubes, rivés l'un avec l'autre; le tube intérieur est fendu sur toute sa longueur, et la partie qui en a été enlevée, suivant une génératrice, forme rainure pour la clavetté reliée à l'arbre plein.

De la sorte aucune gaine n'est utile. L'arbre étant maintenu lisse et poli, tourne sans danger d'accident au cas où il serait mis en contact avec les vêtements ou la personne des ouvriers.

L'arbre I se termine par un manchon J où se visse l'arbre d'entrée du porte-outil.

IV. — Description du porte-foret.

Le porte-foret comprend un corps en acier doux en forme de croix. Dans la branche principale K tourne l'arbre porte-foret proprement dit, et se visse la vis de serrage avec volant à manettes d'un porte-outil de flexible. Sur la branche en croix L se monte un pignon M entraînant le pignon N calé sur l'arbre porte-foret; sur la même branche se monte enfin une fourche oscillante P, où passe l'arbre d'entrée du porte-foret, solidaire du pignon O, qui engrène avec la roue M. Des buttoirs montés sur les extrémités de la branche en croix limitent le basculement de la fourche et empêchent que les pignons O et N ne puissent venir enchevêtrer leurs dents.

On voit qu'en faisant tourner le porte-foret tout entier autour de l'axe de l'arbre télescopique prolongé par celui de l'arbre d'entrée, et en faisant basculer le corps du porte-foret autour de l'axe de la fourche P, on peut présenter le foret dans un grand nombre de directions quelconques, sans déplacer l'extrémité J de l'arbre télescopique.

L'ensemble d'agencements permet en outre de donner à l'outil le serrage voulu, en prenant appui sous le banc ou étrier Q.

V. — Support de porte-foret.

Le support de porte-foret représenté avec la vue séparée du porte-foret comporte une pièce en fer à cheval A d'où s'élèvent deux diapasons BB munis de curseurs CC. Après avoir présenté le foret à sa place de perçage, on glisse le support sous le porte-foret, de façon à loger dans les deux diapasons les

extrémités prolongées à cet effet de la traverse horizontale L du porte-foret. Les curseurs étant réglés sommairement d'après la profondeur des trous à percer, le porte-foret vient reposer doucement sur eux au moment du défonçage, au lieu de tomber brusquement, au risque de provoquer une rupture de foret, comme dans les porte-outils ordinaires.

Ce dispositif, qui ne fait qu'une partie accessoire de l'ensemble, intervient cependant avec utilité pour permettre de conduire la perceuse radiale portative à un homme seul.

VI. — Discussion des avantages de l'appareil.

Les avantages de cette perceuse radiale par rapport aux autres systèmes de perçage sont les suivants :

Économie de poids;
Économie de prix;
Plus grande solidité et plus grande facilité de réparations;
Meilleur rendement.

Nous allons chercher à montrer que ces avantages sont la conséquence théorique aussi bien que pratique de notre système.

L'expérience des dernières années a prouvé que les flexibles à âme et à gaine semblent prévaloir industriellement sur les transmissions à double joint à la Cardan que nous avons vu employer, par exemple, au port de Cherbourg il y a une dizaine d'années. Ceci tient d'abord à l'insuffisante flexibilité des joints à la Cardan et au danger que présente leur emploi, par suite de l'entraînement de tout le mécanisme autour de l'arbre moteur, qui se produira, si l'angle de flexion du joint dépasse un maximum encore relativement faible; il va sans dire que cet entraînement général, s'il se produit, provoquera de graves avaries de matériel, et peut même causer mort d'homme.

D'autre part, le joint à la Cardan ne transmet pas le mouvement de rotation à l'état uniforme et provoque des à-coups préjudiciables au fonctionnement du foret; enfin, des frottements importants se produisent dans les tourillons dormants des joints, qui s'usent assez vite.

Certains constructeurs ont songé à placer le bâti de la dynamo elle-même sur un joint à la Cardan, qui ne participe plus au mouvement de rotation. Mais la conséquence en est une majoration de poids et d'encombrement de la dynamo qui rend peu pratique le transport et la manipulation de celle-ci, même montée, comme on l'a fait, sur chariot roulant.

En tout cas, il subsiste toujours un joint à la Cardan interposé entre l'arbre télescopique et l'arbre d'entrée du porte-foret, joint participant au mouvement de rotation avec tous les inconvénients que nous venons d'énumérer.

Envisageons d'autre part les flexibles à âme et à gaine; leur principal défaut et celui qui fait encore hésiter nombre de constructeurs à les employer,

c'est leur fragilité et leurs fréquentes avaries plus ou moins facilement réparables suivant les types. Nous n'insisterons pas davantage sur cette défectuosité bien connue, mais nous allons faire ressortir un certain nombre de vices inhérents au principe même de l'arbre flexible.

Tout d'abord, l'âme, qu'elle soit constituée de ressorts, de tubes flexibles ou d'une chaîne souple, n'acquiert sa flexibilité qu'en perdant la qualité d'être disposée précisément comme il le conviendrait pour transmettre un effort de torsion : d'où la nécessité, pour qu'elle puisse néanmoins transmettre un travail moteur donné, d'augmenter l'allure de rotation pour diminuer le couple moteur transmis, et aussi malgré tout d'accepter un poids supérieur à celui qu'aurait un tube rigide transmettant le même effort.

Quant à la gaine, elle n'est point, comme le ferait présumer un examen inattentif, une simple enveloppe protectrice de l'âme : elle constitue partie essentielle de l'appareil; si, en effet, l'âme sert d'*arbre* flexible, la gaine réalise pour cet arbre comme une série continue de *paliers flexibles* sans laquelle l'âme tournerait tout entière en boucle autour de l'arbre de sortie du moteur, sans transmettre de mouvement de rotation.

La gaine est donc nécessairement assez résistante pour subir sans avarie ni usure trop rapide le frottement de l'âme; son poids ne pourra pas descendre au-dessous d'un certain minimum.

La lourdeur du flexible résultant du poids tant de son âme que de sa gaine, et aussi la résistance que malgré tout il oppose encore à la flexion transversalement, obligent pratiquement à terminer l'âme et la gaine par des embrayages, de façon à pouvoir laisser libre le porte-foret, à la fin du perçage de chaque trou. Il est alors déplacé séparément et centré sur le trou suivant, puis on embraye à nouveau le flexible.

Le débrayage et l'embrayage interviennent comme temps morts dans l'ensemble du perçage. En outre les manchons servant à rendre possible l'embrayage instantané sont relativement chers et pesants, et leur parfait fonctionnement n'est pas absolument assuré du premier coup avec des moteurs à allure rapide.

Enfin les frottements internes de l'âme d'un flexible et les frottements entre l'âme et la gaine sont inévitablement considérables. En fait, on ne peut guère compter sur plus de 0,35 comme coefficient de rendement d'ensemble d'un flexible à âme et à gaine et de son porte-outil. Ce chiffre est extrait de la remarquable étude de M. l'ingénieur Maugas sur le perçage, publiée au *Bulletin de l'Association technique maritime* (session de 1897).

Notre appareil, au contraire, unit à toutes les qualités des transmissions par joints à la Cardan la supériorité des joints à engrenages montés sur fourche pivotante, par rapport aux joints à la Cardan, pour le but visé.

La flexibilité de ces joints à engrenages n'est limitée que par l'encombrement des bâtis, qu'on peut toujours disposer pour laisser aux pignons la course utile. Ils transmettent un mouvement de rotation uniforme dans

toutes les directions; ils ne comportent pas de tourillons dormants à usure rapide. Les engrenages interviennent enfin, non seulement pour assurer la flexibilité, mais pour coopérer à la réduction de vitesses à obtenir, et le plus grand nombre de paires de pignons employées permet de rendre très faibles les diamètres de chacun d'eux, et notamment de ceux du porte-outil.

D'autre part, les arbres de transmission restent rigides comme dans les perceuses à joints à la Cardan; ils peuvent, à faible poids, être, autant qu'on veut, résistants à la torsion; rien n'oblige à les faire tourner très vite, et, comme ils sont parfaitement lisses, il paraît inutile de les recouvrir de gaines protectrices, ce qui permet encore une économie de poids et de prix.

Cette légèreté très grande de l'arbre télescopique et la non moins grande facilité avec laquelle notre porte-outil peut être déplacé en entraînant avec lui l'arbre télescopique et l'arbre de sortie de la dynamo, permettent qu'on évite de débrayer et de rembrayer entre chaque trou. On économise donc encore, dans le fonctionnement, les temps morts d'embrayage, et dans la construction de l'appareil le prix et le poids des manchons d'accouplement, remplacés par un simple et très économique manchon à vis. En définitive, l'arbre télescopique à manipuler ne pèse que 6^{kg} à opposer aux 27^{kg} pesés par un flexible américain n° 8. Tout permet à cet arbre d'atteindre le minimum de prix comme il atteint le minimum de poids.

Par ailleurs le porte-outil, dont les engrenages ont à produire une moindre réduction de vitesse, parce que l'arbre télescopique tourne lui-même moins vite qu'un flexible, pèsera un peu moins lourd qu'un porte-outil de flexible.

S'il coûte plus cher, c'est parce qu'on croira avantageux de le construire avec soin et précision, tandis que les porte-outils de flexibles sont généralement d'une construction sommaire et assez négligée.

Enfin le joint qui fait corps avec la dynamo ne comporte que des organes légers et simples, à faible poids et à faible prix du kilogramme, et ne majorera que dans une insignifiante proportion le prix de la dynamo.

Mais surtout on remarquera que quatre accouplements d'engrenages assurent, en notre système, la flexibilité aussi bien que la réduction de vitesse, alors que sur les dynamos construites pour la conduite des flexibles actuels, un premier engrenage est déjà indispensable entre l'arbre de l'induit et celui du flexible.

C'est donc trois engrenages qu'il faut opposer en notre système au point de vue du rendement, à l'ensemble du flexible et du porte-foret. Le rendement de trois engrenages bien taillés et bien établis peut se maintenir facilement au-dessus de 70 pour 100 ($0,90^3 = 0,73$); c'est donc plus que le *double* du rendement des flexibles actuels qu'il faut attendre de nos flexibles : la possibilité de se procurer à bon compte des pignons de rechange, taillés par grandes quantités à la machine, permettrait d'ailleurs aux chantiers possédant des perceuses de notre type de maintenir sans grand frais le rendement maximum des pignons. Nous réalisons, du reste, des pignons en acier doux,

cémentés superficiellement et trempés après taille, qui sont presque inusables.

Inutile de faire remarquer qu'obtenir un rendement deux fois meilleur des transmissions équivaut à doubler la puissance motrice effective du moteur.

Or, précisément, M. Maugas a fait ressortir que l'augmentation de la puissance des moteurs s'impose. Les perceuses de 10 ampères, dit-il, seraient dans de bonnes conditions pour percer des trous de 10^{mm} à 15^{mm} et celles de 15 ampères pour des trous de 10^{mm} à 24^{mm}.

La même perceuse de 10 ampères, munie de notre joint, devient donc largement suffisante pour tous les cas de la construction. Elle garde l'inappréciable avantage de rester non seulement un peu moins coûteuse, mais surtout légère et facile à manipuler. M. Maugas fait enfin ressortir qu'il y a avantage à augmenter notablement l'allure de 80 tours, à peu près généralement adoptée pour les forets américains. Notre système ne peut que gagner à la diminution des rapports d'engrenages, rendue possible par l'augmentation de la puissance disponible sur l'arbre du foret, à égalité de puissance du moteur.

En résumé, les qualités essentielles de notre perceuse radiale portative sont les suivantes :

Flexibilité. — L'appareil permet de percer sans déplacer la dynamo, entre deux demi-sphères ayant pour rayons respectifs l'arbre télescopique à son maximum de raccourcissement et d'allongement. Dans l'étendue considérée, il permet de percer à peu près dans toutes les directions.

S'il ne permet pas, comme un flexible, de franchir un obstacle interposé entre la dynamo et l'objet à percer, c'est sans inconvénient, puisqu'il reste toujours alors possible de déplacer la dynamo.

Économie. — L'appareil n'augmente que de relativement peu le prix de la dynamo et substitue au porte-foret flexible un porte-foret d'un prix un peu plus élevé. Ces surcroîts de dépenses, d'une part, permettent d'autre part de remplacer le flexible (âme, gaine et deux manchons d'embrayage) par un simple arbre télescopique, évidemment beaucoup moins cher.

Solidité. — L'appareil supprime évidemment les nombreux cas d'avaries d'âme ou de gaine du flexible, sans faire naître d'autres probabilités d'avaries par ailleurs, et n'a pas les inconvénients d'usure, de frottements et d'à-coups dans la rotation que présentent les appareils basés sur l'emploi de joints à la Cardan.

Meilleur rendement mécanique. — Le rendement mécanique de notre dispositif est double de celui des flexibles et très probablement supérieur à celui des joints à la Cardan.

Ce bénéfice sur le rendement peut se traduire en augmentation de vitesse du foret et par suite en rapidité plus grande de perçage, rien n'étant changé par ailleurs au moteur employé.

Légèreté du porte-foret. — La moindre réduction de vitesse demandée et le plus grand nombre d'engrenages coopérant à l'obtenir permettent de diminuer notablement le diamètre de grand pignon du porte-foret et d'alléger de beaucoup celui-ci.

L'arbre télescopique peut aussi être réalisé bien plus légèrement qu'un arbre flexible, la matière y étant mieux utilisée à transmettre un effort de rotation, et la gaine étant supprimée. Cette légèreté générale et la grande flexibilité des joints permettent de porter l'outil d'un trou au suivant sans avoir à débrayer et rembrayer et permettent une réduction considérable sur les temps morts de perçage.

Nous ajouterons pour conclure que toutes les considérations théoriques que nous avons émises en faveur des avantages à attendre des appareils pour la fixation des bancs et pour le perçage lui-même, qui viennent d'être décrits, paraîtraient de faible valeur si ces appareils étaient encore restés dans le domaine de la conception spéculative, et si une mise en pratique de quelque durée n'avait point établi que nulle cause imprévue de mauvais fonctionnement ne reste à redouter.

Mais des spécimens de l'un et de l'autre type ont été réalisés et fonctionnent en service courant depuis assez longtemps pour que nous ayons pu obtenir une confirmation pratique définitive de l'exactitude de nos prévisions.

SUR

LES DIVERS MOYENS DE TRANSPORT DE LA FORCE

DANS

LES CHANTIERS ET ATELIERS,

PAR M. L. RAVIER,
Ingénieur des Constructions navales.

L'étude de l'outillage des grands chantiers de construction semble devoir amener à cette remarque que les plus grands des progrès actuels proviennent d'un emploi très varié des divers modes de transport de la force connus, chacun étant utilisé pour certains usages pour lesquels il donne des résultats très supérieurs.

Les transmissions par l'électricité, l'eau sous pression et, le dernier venu, l'air comprimé, ont chacune pour certains outils de tels avantages qu'il paraît n'être pas admissible actuellement qu'un chantier bien monté ne les possède pas simultanément.

Le but de la présente Note est d'étudier quel emploi il convient de faire de chacun de ces modes de transmissions, ainsi que (pour les ateliers) des transmissions par lignes d'arbres, câbles et courroies.

Nous avons utilisé pour cette étude les constatations que nous avons eu l'occasion de faire dans de nombreuses usines de tout genre qu'il nous a été donné de visiter.

I. — Transmissions par lignes d'arbres.

Une des principales raisons invoquées pour remplacer dans les ateliers les transmissions par lignes d'arbres par d'autres plus perfectionnées a été le rendement défectueux de ces transmissions. Ce rendement dépend du frottement dans les paliers.

La force de frottement sur un élément de surface est égale au produit du coefficient de frottement par la pression.

On est arrivé à améliorer beaucoup le rendement des transmissions en agissant séparément sur les deux éléments du produit.

1° Diminution du coefficient de frottement. — On obtient une diminution du coefficient de frottement soit en améliorant le graissage, soit en employant des métaux à moindre frottement (métaux antifrictions).

a. Dispositions de graissage perfectionnées. — On fait diminuer le coefficient de frottement par l'amélioration du graissage en rendant partout ce graissage aussi intensif que possible.

Les stations centrales d'électricité sont en général des modèles à ce point de vue.

Une première méthode consiste à envoyer l'huile dans les paliers en quantité très surabondante et à la recueillir à sa sortie dans un collecteur d'évacuation aboutissant à une caisse qu'on vide périodiquement et dont on réemploie l'huile après l'avoir filtrée.

Il y a, comme l'on sait, des filtres spéciaux donnant de très bons résultats pour cet usage.

Cette disposition se trouve en particulier dans les stations centrales de la Compagnie d'Éclairage électrique Edison, de Paris.

Une deuxième méthode consiste à mettre partout les paliers dits *graisseurs*, c'est-à-dire des paliers avec un réservoir d'huile à la partie inférieure et un moyen pour faire constamment remonter l'huile du réservoir sur l'arbre. Cela se fait, comme on sait, soit par des dispositions utilisant la capillarité (paliers à roseaux, paliers Piat à mèche métallique en dessous), soit par le moyen d'une bague (*fig.* 1) ou une petite chaîne sans fin roulant sur l'arbre, ou d'un disque fixé sur lui ([1]).

On sait que les paliers à bagues sont employés d'une façon à peu près générale sur les dynamos faites actuellement.

Les paliers graisseurs sont fermés, et l'arbre en sort par des trous n'ayant autour de l'arbre qu'un faible jeu par lequel la poussière entre difficilement.

Une disposition analogue très simple (employée par la Société Cail, qui l'appelle le *palier Avis*, mais imaginée très anciennement, nous a-t-on dit, par Decoster) consiste à avoir un manchon en fer ou fonte rapporté sur l'arbre comme une frette, sans clavette, et qui augmente le diamètre de l'arbre de 5^{mm} à 10^{mm} à l'endroit du palier. Grâce à cet artifice, la partie frottante de l'arbre elle-même peut baigner dans l'huile à la partie inférieure. Une patte d'araignée, ouverte par les deux bouts, qui va d'un bout à l'autre du coussinet, en suivant sa génératrice inférieure, met le bas de la portée de l'arbre sur toute sa longueur en communication avec le réservoir d'huile.

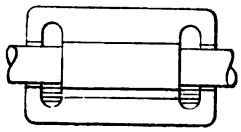
L'emploi des paliers dits *graisseurs* (à bagues ou autres) semble devoir être général actuellement pour les transmissions dans les usines bien mon-

---

([1]) Ces dernières dispositions donnent un graissage plus énergique et plus sûr, et sont bien préférables. Le prix d'établissement est d'ailleurs plus élevé, mais ne semble pas devoir arrêter pour leur emploi.

tées. Ils ont le double avantage de réaliser un graissage intensif tout en donnant une économie d'huile, et de n'avoir besoin qu'on les visite et qu'on change leur huile qu'à de très longs intervalles. On peut d'ailleurs filtrer l'huile retirée et la réemployer ainsi rendue propre.

Fig. 1.



Les paliers graisseurs sont plus chers que les paliers ordinaires, mais leur emploi donne tant d'avantages comme amélioration de rendement, comme diminution possible de dépense d'huile et comme commodité d'entretien, qu'il semble qu'il y a lieu de ne pas hésiter à les adopter.

Les paliers ordinaires avec graisseurs à graisse consistante, bien supérieurs sans doute aux paliers avec graisseurs à mèche, et très bons surtout quand les échauffements sont à craindre, paraissent inférieurs pour les transmissions, comme rendement et facilité d'entretien, aux paliers à bagues ou analogues (1).

b. Emploi des paliers antifrictionnés. — Certaines usines, des filatures, à notre connaissance, ont des paliers antifrictionnés.

L'emploi de ces paliers donne sans doute encore une amélioration de rendement par diminution du coefficient de frottement, mais il a pour inconvénient d'augmenter, non seulement le prix de revient, mais la rapidité d'usure. Il nous semble infiniment moins à préconiser que l'emploi des paliers graisseurs à bagues ou analogues.

Le bronze phosphoreux employé quelquefois dans les paliers (de dynamos surtout) ne semble pas avoir un coefficient de frottement inférieur à celui du bronze ordinaire, mais s'use moins vite; par contre, il coûte assez cher et il est à craindre avec lui que l'usure ne se reporte sur l'arbre; il nous paraît donc également peu à préconiser.

2° Diminution de la pression. — Le second facteur de la force de frottement pour un élément de surface est la pression sur cet élément de surface.

Il y a à considérer dans un palier la pression totale et la répartition de la pression.

---

(1) Une Compagnie anglaise, *The Roller-Bearings Company*, a, paraît-il, fait des installations de paliers à rouleaux pour des transmissions; *ils ne seraient guère plus chers que des paliers ordinaires*. Le palier à rouleaux ou à billes est peut-être celui de l'avenir, mais il lu manque encore la consécration de la pratique.

a. Diminution de la pression totale. — Pour diminuer la pression totale, on cherche à diminuer le poids des lignes d'arbres. Pour cela, ces dernières années, dans certaines installations, on a employé des arbres en acier mi-dur; dans d'autres, on a employé des arbres en tubes.

L'emploi d'arbres en acier mi-dur Bessemer (nuance acier à rails) n'entraîne pas d'augmentation de prix et, pour cette raison, semble devoir être préconisé d'une façon générale, pour les transmissions d'ateliers, quand on n'a pas recours à l'emploi des tubes.

L'acier un peu dur a l'avantage, prenant un très beau poli, de donner d'excellents frottements et c'est une raison de plus pour le faire adopter.

L'emploi des tubes, conseillé par Reuleaux, est très avantageux, parce que, tout en allégeant les lignes d'arbres, il leur assure une grande résistance à la flexion. Les avantages obtenus au point de vue de la légèreté sont plus grands que par l'emploi de l'acier mi-dur. Ils sont encore plus grands naturellement si les tubes eux-mêmes sont en acier mi-dur.

Les tubes employés semblent devoir être sans soudure. Les tubes de ce genre étant assez chers, leur emploi entraîne une augmentation sensible du prix des transmissions. Toutefois, le prix des tubes baisse chaque jour, et nous devons signaler que, dans une installation très importante faite récemment, on nous a dit qu'on comptait regagner en deux ans la dépense supplémentaire faite.

L'intérêt qu'il peut y avoir à adopter la ligne d'arbres en tubes dépend naturellement de sa longueur et du rôle plus ou moins important que peuvent jouer dans les frottements : d'une part, les courroies tendues ou non; d'autre part, le poids de la ligne d'arbres.

A côté des arbres mêmes, un élément à alléger se trouve dans les poulies. On emploie dans ce but, au lieu de poulies en fonte, les poulies en bois dites *américaines,* mais qu'on fait maintenant à Paris [1], ou des poulies en tôle légère.

La poulie en bois dite *américaine* est non seulement plus avantageuse au point de vue de la légèreté que la poulie en fonte, mais sensiblement plus économique et plus facile à mettre en place, car elle se met sans clavette. Elle est, comme on sait, en deux moitiés, et chacune se compose d'arcs en bois léger, cloués et collés les uns avec les autres en se décroisant, qui forment une jante légère, tandis que les traverses intérieures en bois dur, une dans chaque moitié de la poulie, servent, réunies par des boulons, à la fixation sur l'arbre.

b. Amélioration de la répartition de la pression. — En dehors de la pression totale, il y a à considérer la répartition de la pression dans le palier.

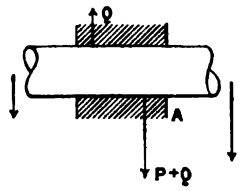
Si l'arbre est plus chargé d'un côté, comme l'indique la *fig.* 2, et que

---

[1] Fontaine, Hoppenstedt.

le palier soit rigide, au lieu d'une pression P uniformément répartie sur la partie inférieure du palier, on a affaire à une pression P + Q appliquée sur la partie inférieure et à une pression Q appliquée à la partie supérieure, le frottement est augmenté dans le rapport $\frac{P + 2Q}{P}$, mais en outre, fait qui

Fig. 2.



subsisterait même si le palier supérieur n'existait pas, du côté du point A où la pression est exagérée, l'huile est plus ou moins expulsée, et le frottement se fait dans des conditions défectueuses.

Avec des paliers orientables, au contraire, le palier constituant un appui au lieu d'un encastrement, la partie inférieure travaille seule, et à la pression P seulement, et la pression y est toujours uniformément répartie.

Les paliers orientables peuvent en outre être faits très longs, ce qui permet de réduire la pression par unité de surface et, par suite, un peu le coefficient de frottement. L'usure est alors également rendue plus lente.

La possibilité d'orientation est donnée en général par un joint sphérique à rotule.

Les paliers orientables semblent avoir été préconisés d'abord en Amérique par Sellers. On en trouve fréquemment en France dans les renvois de mouvements de machines-outils livrés avec les machines mêmes, mais peu dans les lignes d'arbres de transmissions proprement dites.

Nous connaissons cependant des filatures où toutes les transmissions sont installées avec des paliers à rotule. Ceux qui les emploient estiment que la différence de prix d'établissement est rapidement amortie par l'amélioration du rendement et qu'ensuite on a un gain très appréciable. Il semble, en somme, que l'argent immobilisé à les employer est de l'argent bien utilisé si l'on dispose sans difficulté de cet argent et si l'on n'a pas d'autres dépenses plus urgentes à faire.

Les paliers à rotule sont d'ailleurs naturellement combinés pour fonctionner comme paliers graisseurs à bagues ou autrement.

Il y a lieu de remarquer, dans tous les cas, que les paliers des lignes d'arbres doivent être alignés avec le plus grand soin; un mauvais alignement, même si l'on emploie des paliers orientables et, *a fortiori*, en cas contraire, donne lieu à des efforts anormaux d'où résultent, même avec un bon graissage, de plus grands frottements.

Augmentation de la vitesse de rotation des lignes d'arbres. — Une tendance actuelle est d'augmenter la vitesse de rotation des lignes d'arbres. Il est à remarquer que si l'on prend une ligne d'arbres tournant à un certain nombre de tours et qu'on double ce nombre de tours sans rien changer d'autre, avec les mêmes efforts appliqués sur les courroies, la ligne d'arbres transmet un nombre de chevaux double. Le travail du frottement n'est pas plus que doublé (car le coefficient de frottement diminue plutôt quand la vitesse de glissement augmente) si les paliers sont des paliers graisseurs à bagues ou analogues avec lesquels on n'a pas à craindre les échauffements.

Avec une transmission coûtant le même prix on transmet donc, avec un rendement au moins égal, deux fois plus de force.

Cet exemple montre l'avantage qu'il y a à employer des transmissions tournant rapidement.

L'avantage est encore plus grand et s'ajoute à une plus grande commodité d'installation si la ligne d'arbres reçoit elle-même son mouvement d'une dynamo.

On fait couramment les transmissions tournant à plus de 150 tours : nous croyons qu'on pourrait très bien adopter 300.

Une objection est que les machines-outils elle-mêmes ne peuvent pas tourner trop vite; mais, d'abord, on peut faire tomber la vitesse par la transmission intermédiaire de la machine-outil et, d'autre part, on remarquera qu'on obtient une plus grande production et même peut-être un meilleur rendement des machines-outils à même copeau détaché en augmentant leur vitesse. On n'est limité dans cette voie (les échauffements de paliers des machines-outils étant évidemment faciles à éviter) que par l'échauffement de l'outil, et il faut combiner les meilleures dispositions possibles pour le refroidir; on sait à ce sujet que dans beaucoup de machines américaines récentes (en particulier les tours à décolleter automatiques) l'outil est constamment arrosé pour ainsi dire par un torrent envoyé par une petite pompe centrifuge puisant dans le bâti de la machine où le liquide revient de lui-même, après avoir arrosé l'outil et la pièce.

En résumé, il y a grand intérêt, à notre avis, à employer d'une façon générale, dans les transmissions d'atelier, les graisseurs à bagues ou analogues et à faire tourner les transmissions à au moins 200 tours.

L'installation des paliers à bague n'est même pas une dépense supplémentaire si l'on remarque qu'elle permet de faire tourner les transmissions plus vite et, par suite, de les rendre plus légères.

Il y a intérêt, d'autre part, en général, à employer les arbres en acier mi-dur Bessemer et, dans certains cas seulement, à employer les arbres creux.

La dépense supplémentaire pour mettre des paliers orientables est de l'argent bien placé quand on a de l'argent disponible pour se permettre ce perfectionnement.

II. — Transmissions par courroies ou par câbles.

Les courroies les plus répandues sont :

1° La courroie en cuir;

2° La courroie en coton;

3° La courroie en coton enduit de balata (la balata est une substance de la famille de la gutta-percha);

4° La courroie en coton enduit de caoutchouc.

La courroie en cuir est celle qui résiste le mieux à l'usure : en particulier, elle ne souffre pas des efforts latéraux. Pour les grandes largeurs elle est la plus chère et assez difficile à réparer en cas d'avarie; au contraire, pour les petites largeurs elle est la plus économique et la plus facile à réparer. Elle souffre un peu d'une forte humidité.

La courroie en coton est, sauf pour les très petites largeurs, la moins chère; par contre, elle s'use par les efforts latéraux des désembrayeurs et elle est bien plus sensible que le cuir aux variations d'état hygrométrique.

La courroie en coton enduite de balata, substance analogue à la gutta-percha, est d'un prix intermédiaire entre celles en coton et en cuir; elle s'use également par les efforts latéraux des désembrayeurs; sa qualité essentielle est d'être absolument insensible à l'humidité; par contre, elle ne peut supporter une température supérieure à 30° parce que la balata se fondrait.

La courroie en coton enduit de caoutchouc, qui est la plus chère sauf pour les grandes largeurs où elle est dépassée par le cuir, possède à peu près les mêmes qualités que la courroie enduite de balata; elle s'use peut-être un peu moins par les efforts latéraux; par contre, si elle n'est pas très bien fabriquée, elle peut avoir des défauts, par exemple, de contenir à son intérieur des bulles de gaz dégagées au moment de la vulcanisation (opération où l'on chauffe, comme on sait, le caoutchouc à plus de 100°); ces bulles de gaz, au fonctionnement, causent le décollement des couches et finalement la destruction de la courroie. La qualité essentielle de la courroie en caoutchouc est de ne pas souffrir de l'humidité ni d'une élévation de température supérieure à 30°; elle paraît à employer, en tous cas, dans l'humidité chaude.

En résumé, il paraît rationnel d'utiliser les divers genres de courroies suivant les indications du Tableau suivant :

Grandes largeurs : Pas de frottements latéraux.	endroits secs : coton. endroits humides : balata. endroits humides et chauds (plus de 30°) : caoutchouc
Grandes largeurs : Frottements latéraux.	endroits secs ou légèrement humides : cuir. endroits très humides (courroie mouillée) : balata ou caoutchouc.
Petites largeurs : Tous les cas.	endroits très humides (courroie mouillée) et chauds (plus de 30°) : caoutchouc.

Des expériences faites en 1895, chez MM. Dujardin, à Lille, par la Société industrielle du Nord de la France, ont donné ce résultat que les courroies en cuir ou en coton étaient équivalentes comme rendement.

Transmissions par cables. — La transmission par câbles comprend trois cas distincts :

1° Les transmissions à l'intérieur des ateliers, à de petites distances, où les câbles remplacent des courroies.

Pour cet emploi les câbles sont soit en coton, soit en chanvre.

2° Les transmissions à grandes distances dont Hirn a été l'initiateur. Si les câbles sont à l'abri des intempéries, ils peuvent être en coton ou en chanvre, ce qui a l'avantage d'exiger de moins grandes poulies; mais, en général pour ces transmissions, les câbles passent dehors et alors on emploie des câbles métalliques.

3° Les transmissions spéciales où le câble parcourt un trajet plus ou moins long en donnant de la force sur son parcours pour des emplois variés. Reuleaux parle très en détail de ces transmissions dans *le Constructeur;* le cas qui nous intéresse spécialement est celui des ponts roulants. Il y a à citer également les grues monorails dites grues Ramsbottom (1).

Remplacement des courroies par les cables. — 1° Les expériences faites à Lille, par la Société Industrielle du Nord de la France, ont montré que le rendement des transmissions par courroies et celui des transmissions par câbles n'étaient pas sensiblement différents.

Les câbles donnent plus de sécurité parce qu'ils sont toujours installés à plusieurs pour remplacer une courroie et si l'un des câbles vient à casser, les autres restent.

Un autre point est que les deux bouts de chaque câble sont épissés l'un avec l'autre de façon à constituer un câble sans fin. Le fonctionnement est plus continu et plus silencieux qu'avec les courroies qui ont une jonction.

Nous estimons qu'il convient de remplacer les courroies par des câbles dans les endroits où la question de sécurité a de l'importance ou bien quand la courroie à mettre devrait dépasser une largeur de $0^m,40$ à $0^m,50$, parce que les courroies de cette dimension sont chères et sujettes à caution.

Les câbles ont l'inconvénient de ne pas se prêter aux désembrayages; si l'on veut pouvoir mettre en marche ou arrêter à volonté un arbre mené par des câbles, on le peut cependant en employant une poulie à volonté folle ou

---

(1) On utilise également la transmission par câble pour donner le mouvement aux outils de perçage (système Thorne). Ce système, qui a été très employé dans certains chantiers ou ateliers de construction, semble céder la place actuellement à l'emploi des perceuses électriques avec lequel il peut d'ailleurs se combiner (Note de M. Maugas à l'Association technique, en 1897).

à embrayage à l'intérieur par friction comme en fait, par exemple, la máison Piat.

Nous avons dit que les câbles employés étaient soit en chanvre, soit en coton. Le coton est plus souple et permet des poulies de diamètre moindre, mais le chanvre est un peu plus résistant et les épissures sont plus faciles à faire avec lui. Le chanvre est peut-être à préférer pour les transmissions ordinaires et le coton pour les ponts roulants qui ont forcément des poulies d'assez faible diamètre.

2° *Transmissions à grande distance.* — La transmission par câbles à grande distance est, comme on sait, très avantageuse et bien supérieure aux transmissions par arbres à tous les points de vue : rendement, prix de revient, encombrement, etc.

La transmission électrique seule lui paraît supérieure, quoique plus coûteuse, parce qu'elle est encore plus commode d'établissement et parce qu'elle permet plus facilement d'arrêter à volonté chaque atelier. Pour les distances supérieures à 100^m, en outre, son rendement peut être meilleur.

3° *Ponts roulants.* — Le pont roulant à câble est un engin très pratique et d'une grande simplicité de mécanisme et, dans beaucoup d'endroits dans le nord de la France, on préfère encore les ponts à câble aux ponts électriques.

Le pont à câble coûte sensiblement moins cher que le pont électrique; la manœuvre en est aussi commode. On lui reproche que les câbles s'usent assez vite, mais il ne semble pas qu'on doive avoir plus ou même autant d'ennuis avec les réparations de câbles qu'avec celles de dynamos.

Le grand inconvénient du pont à câble est son rendement mécanique inférieur.

Le pont roulant ne produit du travail utile que par intermittence; le câble, s'il marche toujours, dépense constamment de la force, tandis que la dynamo n'use de courant qu'au moment utile.

Quand le pont roulant ne doit pas fonctionner très fréquemment, s'il ne doit fonctionner qu'une fois toutes les heures ou toutes les deux heures, par exemple, on remédie à l'inconvénient de défectuosité de rendement en installant un débrayage sur l'arbre de la poulie qui donne le mouvement au câble.

Nous estimons, en somme, que le pont roulant à câble peut être employé dans les ateliers où le pont n'a pas à fonctionner très fréquemment et où il est par suite pratique d'installer un débrayage pour le câble.

Le pont doit être électrique s'il est appelé à fonctionner très fréquemment (tous les quarts d'heure ou toutes les demi-heures, par exemple) ou bien naturellement s'il se trouve dans un atelier où il n'y a pas de ligne d'arbres en mouvement constant ou en dehors de tout atelier (à une cale de construction, par exemple).

Même dans le cas où nous indiquons qu'on peut employer le pont à câble, nous estimons que le pont électrique, si l'on n'est pas retenu par la question de dépense, doit être préféré, parce qu'il peut marcher quand la transmission ne marche pas, ce qui est avantageux, par exemple, quand on veut se servir du pont pour remuer des machines-outils un jour d'arrêt de l'atelier.

III. — Remplacement des transmissions par lignes d'arbres ou câbles par des transmissions électriques.

Le système préconisé actuellement par les électriciens pour l'installation des transmissions dans une usine consiste à ne commander aucune nef d'atelier directement par la machine motrice.

On installe une station centrale génératrice d'électricité et chaque nef d'atelier a sa ligne d'arbres menée par une dynamo-réceptrice.

Les machines-outils, de dimensions petite ou moyenne, sont conduites par la ligne d'arbres en question, les machines-outils importantes ont chacune un moteur spécial, les engins à grande vitesse de rotation tels que les ventilateurs ont également des moteurs spéciaux.

L'application complète de ce système a les avantages suivants :

a. On peut placer la station centrale d'électricité n'importe où et l'on a de même une parfaite liberté pour placer les ateliers ou les machines-outils indépendantes. Il en résulte qu'on place chaque chose à la place où elle doit être le plus commode pour l'usage, d'où résultent forcément des économies importantes de temps et de main-d'œuvre.

S'il s'agit ensuite d'ajouter un nouvel atelier dans le chantier, on peut le placer n'importe où suivant la convenance et une dynamo suffit pour le mettre en mouvement. La station centrale de production d'électricité est simplement à renforcer de temps en temps.

b. Les ateliers sont moins encombrés par les transmissions et les mouvements de matériel s'y font par suite plus facilement.

c. Le service de production de force, chaudières et machines, est centralisé en un seul point; des appareils compteurs ou enregistreurs que nous estimons qu'on doit installer permettent de se rendre compte exactement de la dépense de charbon par cheval-heure électrique produit. On peut donc intéresser les mécaniciens et chauffeurs à l'économie de charbon par cheval.

D'autre part, on se rend très bien compte, si l'on modifie les chaudières ou machines, des résultats obtenus. Si l'on fait une modification, on voit d'une façon précise et qui ne prête pas au doute, l'avantage ou le désavantage qui en est la conséquence. Il résulte de là, finalement, l'emploi des dispositions et du mode de conduite les plus avantageux, et par suite des économies de charbon importantes.

Nous donnerons comme exemple curieux et frappant qu'à la Station centrale d'Électricité du Havre, on nous a dit avoir pu chiffrer l'économie de

charbon par cheval-heure électrique qu'avait donnée l'installation d'un épurateur d'eau, grâce à l'amélioration apportée à la propreté des chaudières.

d. On peut observer exactement la dépense de force faite dans chaque lieu de consommation. Il y a lieu, à notre avis, d'installer un enregistreur au tableau de distribution pour chaque ligne consommatrice importante, et de noter de temps en temps le courant dépensé isolément par chaque réceptrice.

On peut ainsi se rendre compte des variations de la force dépensée, et si, en l'absence d'autre explication, on reconnaît qu'un mauvais entretien du graissage des transmissions ou des fuites dans les canalisations ou à l'intérieur des appareils hydrauliques ou pneumatiques augmentent la force perdue, on peut faire disparaître le mal.

Il serait naturel de charger le mécanicien chef de la station centrale de suivre par l'observation des courbes d'enregistreurs et par des mesures faites de temps en temps sur les réceptrices, les dépenses d'électricité faites dans les divers lieux de consommation, et de rendre compte tous les mois par exemple du motif des différences arrivées; il pourrait tenir un registre où toutes les observations relatives à la consommation de force seraient notées, et qui mettrait en évidence les variations.

La connaissance de la force absorbée par les machines-outils est d'ailleurs d'une grande utilité pour l'estimation rationnelle des prix de revient, et devient de plus en plus utile avec le développement d'outillages tels que les perceuses électriques, les appareils hydrauliques et les appareils pneumatiques qui économisent beaucoup de main-d'œuvre, mais au prix d'une dépense de force très importante.

Il serait nécessaire, dans cet ordre d'idées, que les pompes de compression d'eau ou d'air fussent conduites par des dynamos spéciales.

e. Chaque nef d'atelier ou chaque machine opératrice commandée par une dynamo ne dépense de force que quand elle est en marche et peut être arrêtée ou mise en marche *indépendamment des autres.*

Comme inconvénient du système indiqué d'installation générale des transmissions électriques dans un atelier, on peut citer :

1° La perte de rendement qui résulte de l'emploi combiné d'une génératrice et d'une réceptrice électriques pour les lignes d'arbres d'ateliers qu'on pourrait commander directement par une simple courroie, si la machine motrice est à proximité. Cette perte de rendement ne peut exister qu'aux nefs d'atelier immédiatement voisines de la station d'énergie. Il ne paraît pas douteux que les améliorations dans la conduite de la station centrale et dans le rendement qui, ainsi que nous venons de le développer au paragraphe (*c*), peuvent résulter du fait qu'on connaîtra à chaque instant exactement la force totale produite, compenseront facilement et au delà l'inconvénient de perdre un peu sur le rendement apparent de quelques nefs d'atelier.

2° La délicatesse des moteurs électriques et les réparations fréquentes dont ils ont besoin.

Les moteurs électriques actuels ne peuvent plus en réalité être considérés comme organes délicats et demandent fort peu d'entretien. L'existence dans une usine de nombreux moteurs semblables rendra d'ailleurs les réparations, par emploi de pièces interchangeables, très pratiques. L'inconvénient n'a pas en somme à entrer en balance avec les avantages obtenus (1).

3° L'augmentation de dépense.

L'augmentation du capital engagé doit, par suite de l'amélioration générale des rendements, être rapidement amortie par les économies de charbon obtenues sans parler des gains devant résulter de la meilleure disposition des ateliers. Toutefois, l'augmentation du capital à engager peut être un inconvénient grave pour une installation nouvelle dont l'avenir n'est pas certain. Alors on pourra employer un système mixte consistant à placer la station centrale d'énergie contre le groupe d'ateliers le plus important et à commander les lignes d'arbres de ce groupe par des courroies ou câbles. Les transmissions électriques seront employées pour le reste du chantier.

Il y aura intérêt, dans ce cas, à séparer les chaudières et machines travaillant à conduire des ateliers de celles travaillant à conduire des dynamos génératrices, de façon à conserver pour la partie électrique l'avantage de la connaissance exacte du charbon dépensé par cheval.

Pour diminuer encore les dépenses d'installation on pourra conduire, par câbles métalliques, les ateliers éloignés de moins de 100^{m}, par exemple, du groupe d'ateliers principal.

Les ateliers les plus éloignés et dans chaque atelier les engins (ponts roulants, ventilateurs, perceuses, etc.) pour lesquels il y aura avantage considérable à conduire électriquement seront conduits par des dynamos.

Il semble que le système mixte en question ne doit jamais être qu'une solution provisoire correspondant à une période de manque d'argent, et que les installations devront toujours être faites en prévision de l'adoption générale ultérieure des transmissions électriques.

Emploi possible des courants triphasés. — L'emploi des courants triphasés commence à se répandre en France même pour l'installation des transmissions électriques dans les usines.

Les sucreries et raffineries les plus importantes de France, en particulier, possèdent ce système. Il est employé aux mines de Montceau (Saône-et-Loire). La nouvelle usine Bréguet, de Douai, le possède également.

Le voltage employé est de 110 volts, les distances sont faibles et l'occasion ne se présente pas d'employer des transformateurs; le motif de l'emploi consiste dans la plus grande simplicité des moteurs sans balais où il n'y a ni collecteur, ni fils mobiles. En sucrerie, les moteurs fonctionnent dans beaucoup

---

(1) Pour éviter qu'une avarie à la dynamo-génératrice n'arrête tous les ateliers, il est cependant bon de diviser le service de production d'électricité entre deux dynamos.

de poussière; ceux à courant continu avaient, paraît-il, souvent des avaries d'induits (sans parler des collecteurs à réparer); ceux à courant triphasé, à cage d'écureuil, où il n'y a de fils que dans la partie fixe, n'ont presque jamais rien.

Un inconvénient, pour certains cas, des moteurs triphasés, est que leur vitesse de rotation ne peut être autre, à part la légère différence dite *glissement*, qu'un multiple ou sous-multiple simple de la vitesse de la génératrice, tandis que les moteurs à courant continu peuvent avoir une vitesse variable à volonté par un rhéostat.

Pour les machines-outils ordinaires, cela ne semble pas avoir d'inconvénient important; on est simplement amené à conserver des dispositifs de variation de vitesse mécanique un peu plus compliqués. Par contre, pour les appareils portatifs, comme les perceuses, pour lesquels des dispositifs de variation de vitesse mécaniques seraient peu pratiques, la nécessité de fonctionner à une vitesse constante pourrait être une gêne.

Il ne semble pas qu'il y ait là, en tout cas, un obstacle absolu, et sans doute l'avenir est-il au courant triphasé dans les chantiers de construction navale, comme ailleurs.

On sait du reste que le courant triphasé se transforme facilement en courant continu par des transformateurs rotatifs.

Une considération importante à l'actif des moteurs à courants triphasés est qu'ils sont moins chers que ceux à courant continu.

Voltage à choisir. Détails divers. — Dans le cas de l'emploi du courant triphasé, le voltage à choisir est naturellement 110 volts. Dans le cas du courant continu, on prend en général 110 volts pour les petits chantiers et 220 volts pour les grands.

Peut-être est-il intéressant de signaler ici, sans insister sur l'établissement des canalisations, que dans l'installation de traction électrique souterraine des mines de charbon de Marles (Pas-de-Calais) on emploie comme conducteurs simplement des *barres de fer* à double T, semblables à celles qui servent à supporter le toit des galeries.

IV. -- Emploi de l'électricité pour les machines isolées.

Toute machine-outil ordinaire qu'il y a intérêt à rendre indépendante, quoique étant dans un atelier, ou bien qui se trouve isolée dans le chantier, reçoit naturellement avec avantage un moteur électrique [1].

---

[1] L'emploi du moteur électrique a évidemment, pour les machines éloignées dans le chantier, un avantage énorme, au point de vue du rendement, sur celui du moteur à vapeur qui était adopté autrefois et qui donnait lieu à des pertes considérables par la défectuosité des canalisations, le mauvais rendement des moteurs, etc.

L'électricité permet en outre de combiner des machines portatives ne rentrant pas dans le cadre des machines-outils ordinaires.

Cet outillage électrique spécial a, comme on sait, été spécialement développé à l'arsenal de Trieste par M. de Kodolitsch, qui a fait à diverses reprises des communications à ce sujet à l'*Institution of Naval Architects*.

L'outil électrique portatif le plus important est la perceuse au sujet de laquelle M. l'ingénieur des Constructions navales Maugas a présenté à l'Association technique un Mémoire très documenté en 1897.

Aux modes de transmission de mouvement de la dynamo à la perceuse indiqués par M. Maugas : la corde et le flexible, il convient d'ajouter l'arbre télescopique, avec genouillères aux extrémités, employé par M. de Kodolitsch qui l'a également répandu en Angleterre.

Le flexible semble, en somme, la transmission la plus commode, quoiqu'elle soit celle des trois qui a le moins bon rendement.

Le porte-outil de la perceuse électrique comporte pour les gros trous à percer dans le métal l'emploi d'une traverse opposée à la pièce et qui sert à arc-bouter le système perceur sur la matière à forer. Dans le cas de gros trous à tarauder ou de petits trous à percer dans le métal, ou bien de trous quelconques à percer dans le bois, il suffit que l'ouvrier applique de sa propre force, avec une plaque de poitrine, le système perceur sur la matière à forer. On peut donc se dispenser de traverse, et on le peut aussi bien avec les appareils électriques qu'avec les pneumatiques. Ce mode d'emploi existe en France, mais semble assez peu répandu; il a été décrit par M. de Kodolitsch dans son Mémoire de 1897 à l'*Institution of Naval Architects*.

Les divers outils électriques sont maintenant très connus et très répandus; sans insister à ce sujet, nous nous contenterons de signaler l'emploi de l'arc électrique jaillissant entre un charbon et une masse métallique (procédé Benardos) qui permet de chauffer rapidement et même de fondre un point d'un métal. On répare ainsi les soufflures de l'acier moulé et les défauts des plaques de cuirasse, on peut faire des soudures, etc. Le fer à souder électrique employé pour souder les connexions d'induit de dynamos est un fer à souder ordinaire sur le dos duquel on a installé (caché pour ne pas éblouir) un arc électrique jaillissant entre un charbon et lui. On fait également des fers à souder électriques où la chaleur au lieu d'être donnée par un arc l'est par des résistances [1].

Transmissions par eau sous pression. — La machinerie hydraulique est très répandue, en dehors des navires de guerre et des chantiers de constructions navales, dans les installations des ports (grues, ponts tournants, cabestans),

---

[1] Voir, au sujet des applications industrielles du chauffage électrique, un article de M. l'Ingénieur de la Marine Brillié dans la *Revue générale des Sciences* (fin 1898).

dans les usines métallurgiques (presses à forger ou à emboutir, outillage des installations Bessemer, presse pour emmancher les roues de wagons, presses pour cintrer les tuyaux, machines à fabriquer les tuyaux de plomb), dans les usines chimiques (presses pour exprimer les liquides des masses solides), dans les chemins de fer (plaques tournantes, cabestans, monte-charges) et même dans les habitations (ascenseurs) (1).

On peut trouver dans ces diverses applications des exemples utiles à suivre pour les chantiers de construction navale.

La pression adoptée varie en général de 50^{kg} à 100^{kg}, sauf, comme par exemple pour les monte-charges de maisons, lorsqu'on utilise l'eau des canalisations municipales, qui est à une pression variant en général de 2^{kg} à 5^{kg}.

Rendement et dispositions pour l'améliorer. — On connaît la grave objection faite à l'outillage hydraulique : c'est que son rendement est très faible, parce que l'eau agit sous pression constante et dépense le même travail pour une course donnée du piston, quel que soit l'effort résistant.

On a amélioré le rendement par trois systèmes différents :

1° Un premier système, le plus simple, consiste, tout en employant l'eau d'une canalisation à pression constante, dans la machine opératrice, à la faire agir suivant les nécessités sur des pistons de sections différentes. Il est particulièrement important, au point de vue du rendement, d'avoir dans tous les cas un système spécial pour produire l'approche de l'outil, sans quoi on arrive très bien à dépenser cinq fois plus d'eau comprimée et, par suite, cinq fois plus de travail pour produire l'approche qu'on n'en dépense pour la course utile proprement dite.

2° Un deuxième système consiste à employer l'eau d'une canalisation à pression constante, mais à ajouter à côté de la machine opératrice un transformateur démultiplicateur permettant (par un système de pistons en général) de produire avec cette eau à pression constante de l'eau à une ou deux pressions inférieures; ce deuxième système semble plus coûteux d'application que le premier, mais a l'avantage de pouvoir s'appliquer après coup à des machines existantes.

3° Un troisième système consiste à ne pas employer l'eau d'une canalisation à pression constante, mais à produire au moment même, et sous la pression voulue, l'eau comprimée nécessaire à la marche de la machine. L'eau n'est alors en somme qu'un organe intérieur d'une machine opératrice.

Le rendement par l'emploi des deux premiers systèmes est un peu amélioré, mais encore défectueux; au contraire, le dernier système peut donner un rendement théoriquement parfait.

---

(1) Il faut citer aussi les ascenseurs d'une puissance considérable qui remplacent les écluses sur certains canaux (ascenseur des Fontinettes, près de Dunkerque) et certains appareils de soulèvement qui servent à mettre les navires à sec.

Les grandes presses à forger qui existent maintenant dans les usines métallurgiques et dont la puissance dépasse parfois 10000 tonnes sont de plus en plus installées suivant ce troisième système.

La disposition Whitworth (dont un exemple existe au Creusot) comporte l'emploi d'une machine à vapeur rotative conduisant les pompes avec régulateur approprié.

Dans la disposition Breuer-Schumacher, qu'exécutent en France MM. A. Delattre et Cie, il y a un cylindre à vapeur et un cylindre à eau en prolongement, les pistons ont même tige. Chaque coup du piston à vapeur donne de l'eau comprimée en pression proportionnée à l'effort résistant (la vapeur elle-même se détend en conséquence). Le volume du cylindre à eau est suffisant pour qu'en général, dans une opération, une course suffise, mais on peut en donner plusieurs successives; il y a alors une discontinuité dans l'action de la presse, mais cette discontinuité est sans inconvénient dans le forgeage.

L'emploi des dipositions Whitworth ou Breuer-Schumacher, ou d'autres analogues, est compliqué et coûteux par rapport à l'emploi de l'eau d'une canalisation à pression constante, et ne s'expliquera en tout cas que pour les grandes presses à forger ou à emboutir dépensant une force considérable.

Machines mobiles. — On a employé et l'on emploie encore des riveuses hydrauliques mobiles à bord des navires en construction ou dans les chantiers. En raison des pressions qui y sont développées, ces riveuses sont naturellement fort lourdes et peu maniables (elles se sont cependant sensiblement allégées depuis que les bâtis sont faits en acier moulé).

Les riveuses à air comprimé fonctionnant par martelage, toutes nouvelles venues, sont beaucoup plus légères à cause des efforts moins considérables qui y sont développés; elles sont surtout susceptibles de s'appliquer d'une façon beaucoup plus générale, parce qu'elles n'exigent pas que les deux côtés de la tôle soient accessibles simultanément : elles sont donc certainement appelées à remplacer les riveuses hydrauliques mobiles dans la plupart de leurs emplois.

Machines fixes. — L'outillage hydraulique est pratique surtout pour des machines fixes. Il est actuellement considéré comme indispensable dans les ateliers de construction de chaudières, pour les riveuses, à cause de la meilleure qualité qu'il donne au rivetage.

Il ne semble pas qu'un atelier de grosse chaudronnerie ou de construction navale actuel puisse se passer d'outillage hydraulique :

1° Pour le rivetage soit des chaudières, soit des couples de navires montés à l'atelier;

2° Pour la fabrication des emboutis en tôle pour chaudières ou si l'occasion, comme il doit arriver, s'en présente, pour navires.

Du moment que l'eau sous pression existe dans un chantier, il y a des outils qu'il serait possible et pratique de conduire autrement pour lesquels il devient préférable d'employer l'hydraulique.

On peut citer :

1° *Les poinçonneuses et cisailles.* — Ces machines installées hydrauliques sont à peu près du même prix, peut-être moins chères, qu'installées mues par courroies, et hydrauliques ont l'avantage de ne pas nécessiter de transmissions et de pouvoir se placer n'importe où; elles n'exigent pas de fondations, et peuvent être déplacées avec la plus grande facilité le jour où l'on reconnaît qu'un emplacement est plus avantageux pour elles qu'un autre. On fait même dans cet ordre d'idées des poinçonneuses portatives (poids d'une poinçonneuse Musgrave pour percer un trou de 1 pouce anglais dans une tôle de 1 pouce, 950^{kg}).

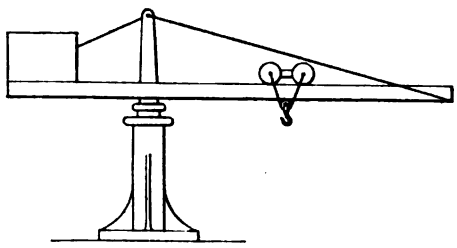
Des poinçonneuses ou cisailles mues par dynamos spéciales jouissent évidemment de la même indépendance que des appareils hydrauliques, mais sont plus lourdes, plus compliquées et plus chères.

Il est à remarquer que, contrairement à l'apparence, les riveuses ou poinçonneuses hydrauliques consomment probablement moins de force que les riveuses ou poinçonneuses mécaniques ou électriques. Ces dernières ne peuvent en effet fonctionner que grâce à la présence d'un fort volant dont le maintien en mouvement, à cause des frottements, exige une force assez considérable.

Nous avons constaté dans l'essai d'une poinçonneuse conduite électriquement que le rendement était inférieur à 20 pour 100 quand on perçait des trous sans discontinuer et tombait presque à zéro quand on ne perçait des trous que de temps en temps.

2° *Grues fixes.* — Les grues hydrauliques ont été et sont encore employées dans les installations des ports, quoique les grues électriques tendent maintenant à se substituer à elles. Le type de grue hydraulique employé d'une

Fig. 3.



façon générale dans les installations Bessemer des aciéries pour la manœuvre des lingots et que représente la *fig.* 3 est d'une commodité extrême et est à recommander dans les endroits où l'on a de fréquentes ma-

nœuvres de poids, comme près d'une plate-forme de gabariage ou dans une fonderie.

La grue électrique est sans doute préférable, à cause de son meilleur rendement et du plus de commodité d'installation des canalisations, partout où la grue hydraulique n'est pas, comme dans l'exemple que nous venons de citer, sensiblement plus simple et plus économique d'installation.

3° *Cabestans, moteurs Brotherhood pour perceuses, monte-charges.* — Ces appareils sont, comme on sait, de moins en moins employés, et sont de plus en plus remplacés par les appareils électriques qui sont d'un bien meilleur rendement et, en général, aussi plus commodes d'installation.

4° *Vérins pour divers emplois.* — Les vérins hydrauliques servent, comme on sait, pour le lancement des navires, pour provoquer le départ. On s'en est servi également pour le halage sur cale. Dans ce cas on fait un peu monter le navire par chaque course du vérin et l'on donne de nombreuses courses successives.

Transmissions par air comprimé. — Les résultats les plus remarquables obtenus récemment pour la transmission de la force aux outils à bord des navires en construction proviennent de l'emploi de l'air comprimé. On se sert dans beaucoup de chantiers de construction de ponts métalliques, soit en Europe, soit, d'après M. Babcock (Mémoire cité plus loin), en Amérique, de riveuses à air comprimé, qui fonctionnent par pression comme les riveuses hydrauliques, mais où l'air comprimé remplace l'eau. Ces riveuses ont l'avantage de ne pas souffrir de la gelée en hiver, mais les appareils sont du même poids que les hydrauliques et ne sont pas plus faciles à transporter. L'emploi de la transmission par l'air comprimé prend actuellement un grand essor, mais grâce à l'utilisation d'appareils imaginés en Amérique et d'un genre tout différent : les marteaux pneumatiques.

Ce sont de petits marteaux-pilons en miniature, automatiques, dont la masse mobile frappe un ou deux milliers de coups par minute (voir pour une description détaillée du système *New Boyer*, qui paraît le plus en vogue, la *Revue industrielle* du 28 mai 1898).

On emploie d'ailleurs, depuis fort longtemps, dans les travaux de tunnels ou galeries de mines, des fleurets pour le perçage des trous de mines dont ce marteau pneumatique est un peu le neveu, quoique fort différent.

1° *Burin et matoir pneumatique.* — Les appareils les plus répandus jusqu'à présent sont les burins et matoirs pneumatiques que l'on trouve dès maintenant en France dans la plupart des grandes usines métallurgiques ou de construction.

L'appareil offre vaguement l'apparence d'un pistolet à très gros canon que l'on tient par la crosse, et du bout du canon sort le burin ou le matoir. Le marteau pneumatique se trouve dans le canon et tape sur la tête du burin

ou du matoir. Le burin ou matoir est d'ailleurs rapporté et l'on met l'outil convenable suivant les cas.

Si, tenant la crosse, on appuie le burin (par exemple) qui sort du canon sur une surface métallique, et qu'on presse sur le bouton manœuvrant la soupape d'admission d'air, le burin se met à fonctionner et détache peu à peu dans le métal un copeau que l'on peut obtenir aussi long que l'on veut.

On opère d'une façon analogue avec le matoir.

On évalue le travail d'un ouvrier muni d'un burin ou matoir pneumatique comme au moins, dans les bonnes circonstances, celui de quatre hommes munis de burins ordinaires. L'ouvrier a d'ailleurs moins de peine et produit un ouvrage de meilleur apparence.

2° *Riveuses pneumatiques.* — L'outil pneumatique sans doute le plus important, qui n'est pas encore répandu en France, mais qui le sera sans doute prochainement, et peut-être est appelé à révolutionner les constructions navales, est la riveuse pneumatique.

Le rivetage pneumatique a fait l'objet d'un Mémoire présenté, en mars 1899, par M. Babcock, Directeur de la *Chicago Shipbuilding Company*, à l'*Institution of Naval Architects*. Les journaux techniques anglais ont publié l'analyse de ce Mémoire (1).

Les riveuses pneumatiques, beaucoup plus légères et plus maniables que les riveuses hydrauliques, permettent, d'après M. Babcock, de placer mécaniquement, à très peu près, tous les rivets de la coque, en diminuant la main-d'œuvre et le prix de revient, et en permettant une plus grande rapidité d'exécution, même avec un personnel moindre.

Le travail est plus facile, il n'est pas nécessaire que les riveurs soient des ouvriers spéciaux dont les grèves étaient souvent à craindre.

Le journal anglais *Engineer*, dans le numéro du 31 mars 1899 (p. 306) annonce que plusieurs chantiers de construction navale anglais vont monter les outils pneumatiques, et ces outils vont sans doute également apparaître en France; ils l'auraient fait à Paris même sans un retard de livraison pour les travaux du Métropolitain.

La riveuse pneumatique est basée, comme le burin et le matoir, sur l'emploi d'un marteau pneumatique automatique, mais le marteau est beaucoup plus puissant, et l'on ne peut pas tenir l'outil à la main (sauf pour les petits rivets). On réunit le marteau-bouterolle et l'abatage par un C, comme pour une riveuse hydraulique quand on le peut; quand on ne le peut pas, on les laisse indépendants, mais alors chacun d'eux est maintenu par derrière, soit par un poids appuyant sur lui (rivetage des ponts de navires), soit par une traverse.

---

(1) *Engineer*, 31 mars 1899, p. 321.

Dans le cas où le marteau-bouterolle et l'abatage sont réunis par un C, les efforts sont assez faibles pour que ce C, même ayant 2^m de portée, soit constitué simplement par un tube d'acier d'environ 15^{cm} de diamètre, et l'ensemble pèse 100^{kg} au maximum (1) (alors qu'une riveuse hydraulique de $1^m,50$ de portée pèserait plus de 1000^{kg}).

Une particularité est que l'abatage est en deux parties séparées par de l'air comprimé. L'action de cet air comprimé est de ramener automatiquement l'abatage en contact avec le rivet, ce qui ne saurait être obtenu autrement en raison de la rapidité des percussions.

Des dispositions spéciales décrites dans la Note de M. Babcock sont adoptées pour le bon rivetage de la partie fraisée pour les rivets à tête fraisée des œuvres vives.

3° *Perceuses ou taraudeuses pneumatiques.* — Le moteur pneumatique genre Brotherhood pour perceuses ou taraudeuses que l'on fait actuellement (*voir* le numéro ci-dessus cité de la *Revue industrielle*) présente le caractère d'être léger (4^{kg} à 15^{kg} suivant la puissance) et très peu encombrant, si bien qu'on peut le monter sur la tête même du foret ou du taraud; on opère ainsi : soit, si l'effort à faire n'est pas trop grand, en tenant simplement le système entre les mains et l'appuyant avec une plaque de poitrine; soit, s'il s'agit d'un effort un peu considérable (trou de plus de 10^{mm} à percer dans du métal), en faisant, comme pour un porte-outil quelconque, l'installation du système foret et moteur entre la pièce à percer et une traverse placée à une certaine distance.

On peut donc se dispenser de flexible.

Le flexible venant d'une dynamo et aboutissant à un porte-outil, ou le tuyau venant d'une prise d'air comprimé et aboutissant à la boîte du moteur rotatif, sont d'ailleurs deux choses analogues.

Au point de vue du rendement, la perceuse électrique est très supérieure, si le système de transmission de mouvement de la dynamo à l'outil est convenable : on peut dire que le rendement d'une perceuse pneumatique dans les conditions les plus favorables est d'environ 20 pour 100, tandis que le rendement d'une perceuse électrique dans les conditions les plus défavorables est également d'environ 20 pour 100. Nous entendons par rendement le rapport entre le travail utile exécuté par le foret et le travail indiqué donné par la machine à vapeur sur son piston.

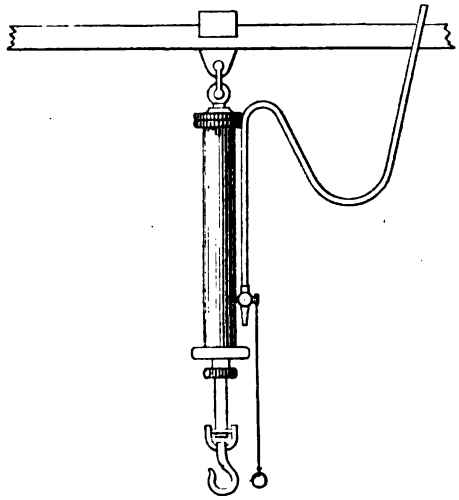
4° *Vérin pneumatique.* — Le vérin pneumatique, qui consiste simplement en un cylindre suspendu par le fond et contenant un piston dont la tige est

(1) Il est à peine utile de faire remarquer que, pour la fabrication de ces outils portatifs puissants et légers, l'emploi d'aciers spéciaux extra-résistants, tels que l'acier-nickel, est tout indiqué; nous ne savons pas d'ailleurs si l'on a agi dans ce sens.

terminée en bas par un crochet (*fig.* 4), peut être rapproché de la grue hydraulique Bessemer; suspendu sous rail il paraît, avec un peu plus de rayon d'action et en n'encombrant pas du tout le sol, être appelé à rendre des services analogues.

5° *Décapeuse à jet de sable.* — Cet appareil ne semble pas jusqu'ici avoir été rapproché de l'autre outillage à air comprimé, mais il fonctionne avec la même pression d'air et peut exister sur la même canalisation. La sableuse

Fig. 4.



fonctionne aussi bien par un jet de vapeur, mais le jet de vapeur peut être gênant dans certains locaux et peut n'être pas aussi pratique loin des chaudières.

Les appareils à jet de sable Tilghman (de Broadheath près Manchester) et Hamélius (de Paris) ont comme principaux usages :

a. Le décapage des tôles avant zincage. Ce procédé est appliqué par de grands chantiers anglais, en particulier la Compagnie Fairfield, qui l'a combiné avec le zincage électrolytique pour les tôles de destroyers.

b. Le décapage des objets de fonderie.

c. L'enlèvement de la rouille ou de la vieille peinture sur les surfaces à peindre.

d. Tous autres genres de décapages ou nettoyages de surfaces métalliques.

e. Le réaffutage des limes [1].

---

[1] Les résultats pour le réaffutage des limes sont bons surtout pour les limes ayant servi à travailler le cuivre ou le bronze ou un autre métal un peu mou et quand par suite la lime n'est pas émoussée.

6° *Machine à peindre pneumatique.* — La machine à peindre pneumatique est un éjecteur à jet d'air aspirant de la peinture et la projetant sur la surface à peindre. C'est naturellement un outil très rapide et dont l'emploi doit supprimer de la main-d'œuvre, mais nous ne connaissons pas la qualité des résultats qu'il donne.

7° *Production éventuelle du froid.* — Nous signalons à titre d'usage éventuel possible l'utilisation de l'air comprimé pour produire du froid. Les machines frigorifiques à air fonctionnent en effet avec des pressions d'air voisines de 5^{kg}, favorables également pour les appareils pneumatiques décrits.

8° *Marteaux-pilons.* — On sait qu'à l'usine de Terni, en Italie, tous les marteaux-pilons, et en particulier celui de 100 tonnes, fonctionnent à l'air comprimé; la force mouvant les compresseurs est d'ailleurs une chute d'eau.

Aux chantiers de construction navale récemment installés par la Société Cockerill à Nicolaïeff, on a adopté la même solution. Les compresseurs sont mus par des machines à vapeur. La consommation de combustible, sur laquelle nous n'avons pas eu de renseignements, peut ne pas être supérieure, et l'on a pour avantages la suppression des conduites de vapeur et celle des pertes d'eau par évacuation de vapeur à l'air libre.

9° *Applications diverses.* — L'air comprimé peut servir à conduire divers autres appareils comme des dudgeonneuses, par exemple, et enfin on peut utiliser un moteur à air comprimé pour conduire n'importe quelle machine-outil isolée, mais naturellement l'électricité est, d'une façon générale, préférable comme donnant un bien meilleur rendement (1).

Pressions d'air comprimé a employer. — Les diverses applications de l'air comprimé décrites demandent à peu près les pressions d'air suivantes :

Burins ou matoirs.....	4^{kg}	à 6^{kg} suivant la dureté du métal.
Riveuses.....	5	à 8 suivant le diamètre des rivets.
Perceuses.....	5.	
Sableuses.....	0,5 à 4.	
Machine à peindre.....	2 (?).	
Vérin.....	1	à 7 suivant le poids à soulever.
Production du froid.....	4	à 6.
Marteaux-pilons.....	4	à 5 ou plus.

Comme avec une pression supérieure on peut toujours obtenir par détente

(1) Les moteurs à air comprimé sont très employés dans les mines grisouteuses, où l'électricité serait dangereuse. Ils servent pour mouvoir, outre les fleurets de perçage de trous de mines, des treuils, des ventilateurs, etc.

de l'air à une pression inférieure, on peut adopter d'une façon générale pour les canalisations la pression de 7^{kg}; toutefois, il y a lieu de remarquer que le rendement d'une transmission par air comprimé est d'autant meilleur que la pression est moins élevée, et il y aura intérêt à maintenir toujours la pression dans les canalisations aussi faible qu'il sera strictement nécessaire suivant les appareils en fonctionnement.

Conclusion.

Comme conclusion, il semble qu'actuellement une des principales caractéristiques d'un chantier de construction navale bien outillé soit l'emploi simultané, en même temps que des transmissions mécaniques, de l'électricité, de l'eau sous pression et *de l'air comprimé,* chacun pour certains usages.

Nous avons tenté de fixer à peu près quels devaient être, dans l'état actuel précisément, les usages et les conditions d'application de chaque agent de transport de force.

---

a. L'étude ci-dessus était à l'impression quand nous avons retrouvé la Conférence très documentée de M. Hillairet sur les transmissions électriques dans les ateliers, publiée dans le *Bulletin de la Société d'Encouragement* (année 1895, p. 1166). M. Hillairet s'était beaucoup plus étendu sur les transmissions électriques que le cadre plus vaste de notre étude ne nous a permis de le faire.

Cependant il y a un point dont nous avons fait remarquer l'importance et auquel M. Hillairet n'avait pas fait allusion, c'est l'avantage qu'il a de pouvoir connaître, grâce à un compteur, la consommation de charbon par cheval à la station centrale de force.

b. Pour compléter ce que nous avons dit au sujet des riveuses à air comprimé agissant par martelage, il convient d'ajouter que ces riveuses sont beaucoup moins chères que les hydrauliques ou celles à air comprimé agissant par pression.

CONSIDÉRATIONS STRATÉGIQUES ET TACTIQUES

RELATIVES A

L'ÉTUDE DES NAVIRES DE GUERRE,

PAR M. WOODWARD,
Ingénieur de la Marine des États-Unis.

La marche d'une guerre navale ne peut manquer de fournir des enseignements, non seulement sur les considérations générales qui touchent à la direction des opérations militaires et l'utilisation de la flotte, mais encore sur les méthodes administratives par lesquelles on obtient les résultats matériels les meilleurs, relativement à l'armement des navires de guerre et des navires auxiliaires, aussi bien que sur la valeur des méthodes actuellement usitées pour la construction et les installations de détail des unités combattantes et auxiliaires de la flotte.

En tout état de cause, la réalisation des moyens matériels qui rendent possibles les opérations navales est le but vers lequel tend l'activité de l'ingénieur de la Marine, pendant la paix aussi bien que pendant la guerre. Et c'est seulement à ce point de vue spécial que sont présentées les considérations qui suivent, comme des impressions personnelles basées sur l'expérience limitée d'un seul individu, dans l'espoir qu'elles seront plus utiles comme base de discussion que comme expression de faits ou d'opinions.

Considérations stratégiques.

Composition de la flotte. — Quand on examine à la lumière des opérations actuelles les résultats finaux que doivent réaliser les forces navales d'un pays, le besoin d'un nombre convenable de navires auxiliaires de divers types, s'ajoutant aux unités de combat régulières de la flotte, est manifestement évident. On peut admettre que, dans la récente guerre entre l'Espagne et les États-Unis, la flotte militaire des États-Unis renfermait des échantillons satisfaisants de tous les grands types caractéristiques d'unités de combat; toutefois elle était insuffisamment pourvue, au point de vue numérique, de certaines catégories de navires de combat, de sorte que sa composition pouvait donner lieu à quelques critiques au point de vue de l'organisation maritime;

mais on peut remarquer que la lacune la plus apparente dans la composition de la flotte est le manque absolu de navires spéciaux susceptibles d'aider à la préparation et à l'exécution des principales opérations demandées à la flotte pour répondre à un but stratégique.

Il fut par suite nécessaire, dès le début de la guerre, abstraction faite de l'armement d'un grand nombre de navires auxiliaires pour les services exclusivement militaires que réclame un blocus étendu, de se procurer des types de navires appropriés aux services spéciaux suivants, aucune part préalable ne leur ayant été faite dans la constitution de la flotte avant le début de la guerre, savoir :

Transports de charbon à vapeur;

Navires-usines distillatoires, munis de vastes réservoirs à eau douce, pour approvisionner d'eau les navires de la flotte;

Navires-hôpitaux;

Bâtiments-ateliers, munis de l'outillage et des installations nécessaires pour des réparations de toute espèce;

Navires destinés à couper et à réparer les câbles sous-marins;

Navires à glacières pour le transport des vivres de la flotte et de l'armée;

Transports de troupes, avec les remorqueurs et allèges nécessaires au débarquement des troupes et de leur armement.

Conduite des opérations. — L'expérience acquise dans l'acquisition des navires destinés aux services spéciaux énumérés ci-dessus paraît démontrer d'une manière irréfragable la nécessité de remettre d'une manière absolue toutes les questions relatives à la recherche des navires à ajouter à la flotte aux mains des officiers techniques, qui, en temps de paix, sont chargés de l'étude, de la construction et de l'entretien des navires de la flotte.

Il est évident que quand les navires n'ont pas été étudiés en vue des services spéciaux qu'on veut leur faire rendre, quand des coques déjà construites en vue d'autres emplois doivent être adaptées à de nouveaux usages, le soin de décider si ces navires peuvent prendre place après transformation dans les catégories si différentes indiquées ci-dessus, nécessite des connaissances techniques, au point de vue du tracé et des qualités des navires, au moins égales à celles qu'exige l'étude initiale de navires de guerre proprement dits. La rapidité avec laquelle les opérations doivent être conduites, pour parvenir au meilleur résultat, nécessite essentiellement que l'achat des bâtiments du commerce ou de toute autre provenance se fasse sous le contrôle des officiers habitués à l'étude des navires de la flotte. Bien que la conduite de vastes opérations soulève toujours des critiques, dès que l'urgence d'une action immédiate ne se fait plus sentir, cependant le choix d'un navire à passagers, à lignes fines, pour en faire un charbonnier, et son chargement ultérieur de combustible, qui au moment de sa mise en mer lui donnait une hauteur métacentrique initiale légèrement négative et un faible

franc-bord, est un exemple du genre d'erreurs qui seraient évitées en suivant des avis techniques compétents.

Peut-être le plus important enseignement que l'on puisse tirer des dernières opérations navales des États-Unis et de l'Espagne est-il l'importance capitale d'une inspection permanente et complète des navires de la flotte, faite en temps de paix par des officiers techniques compétents, et de la réparation immédiate de toutes les défectuosités de quelque importance révélées par cette inspection, de telle sorte qu'en tout temps le maintien des navires de combat en état de disponibilité immédiate soit pleinement assuré. Bien que je ne désire pas ouvrir une discussion sur le mérite relatif des diverses manières d'assurer l'efficacité des navires placés dans les différentes catégories de la réserve, il est toutefois évident que toute mesure tendant au maintien de la flotte dans un état partiel ou complet d'armement, et en état de service immédiat, est d'importance vitale. Mais que les navires soient en partie en réserve, ou dans une grande proportion à l'état d'armement, il est essentiel que les inspections permanentes assurent, si l'on veut que les navires de la flotte soient prêts à un service immédiat au premier ordre, le maintien en bon état de fonctionnement, non seulement des machines principales, mais encore des nombreux appareils auxiliaires servant à gouverner, à manœuvrer les ancres, à hisser les munitions, etc. Cette question, naturellement, est complètement distincte de celles de la mobilisation du personnel et de la délivrance des approvisionnements, qui sont complètement en dehors du rôle direct de l'ingénieur. Mais, quelque parfaites que puissent être les dispositions prises pour la mobilisation du personnel, c'est la situation du navire, au point de vue machines, qui, selon toute probabilité, réglera le délai nécessaire pour qu'il soit armé, et son degré d'efficacité quand il recevra un ordre de service actif.

Une autre question qui mérite une attention particulière, c'est la supériorité écrasante de la forme d'organisation administrative qui localise le mieux la responsabilité et l'autorité entre les mains des officiers techniques chargés de la direction effective du travail, qu'il s'agisse des réparations des navires de guerre, ou de la transformation de navires du commerce en navires auxiliaires destinés aux emplois divers qui peuvent se présenter. En pareille matière, le maximum d'efficacité ne peut être obtenu que si toutes les décisions sont prises sur place, de manière que les commandes de matériaux, d'appareils auxiliaires et de fournitures de toute espèce, nécessaires pour la conduite et l'achèvement du travail, puissent être lancées par télégramme sans recours à l'autorité administrative centrale.

Grâce à la préparation attentive d'instructions faisant connaître les desiderata de l'autorité centrale dans chaque cas, tant en ce qui concerne le temps alloué que le degré de fini du travail, les officiers chargés de la conduite des travaux peuvent obtenir des résultats irréalisables de toute autre manière. L'examen des plans des croiseurs transformés *Dixie* et *Yose-*

mite (*Pl. X, XI* et *XII*), et du bâtiment-hôpital *Solace* (*Pl. XIII* et *XIV*), qui accompagnent ce Mémoire, démontre les avantages de la méthode de surveillance indépendante recommandée, et si l'on considère que, pour aucun de ces navires, le travail ne prit plus de vingt et un jours, il est à croire qu'on admettra que c'est à bon droit qu'on réclame pour l'ingénieur, chargé d'un travail de ce genre, l'indépendance de direction.

Considérations tactiques.

Si, des considérations d'une nature générale indiquées ci-dessus, nous passons à celles qui touchent aux classes ou types individuels de navires, on peut dire, en somme, que les événements considérés ne permettent pas, le champ d'expérience étant trop limité, de conclusions importantes relatives aux qualités tactiques des types généraux connus de navires.

Peut-être le fait le plus saillant fut-il la démonstration de l'insuffisance du type *Monitor* pour tout autre service que la défense des ports; disons, en passant, qu'il ne se présenta pas d'occasions de démontrer qu'il possédât une valeur particulière même pour la défense des ports. On prétend qu'un officier de marine expérimenté aurait dit que « les monitors devraient être coulés avant d'être remorqués », et certainement leur faible vitesse à la mer, qui ralentit la marche de l'escadre qui les convoie, et leur vivacité de roulis, qui rend leur tir incertain même contre des forts et des ouvrages à terre, pourraient paraître confirmer l'opinion d'un grand nombre d'ingénieurs, qui ont toujours soutenu que le monitor n'était plus un type devant entrer dans la composition de la flotte, et que la dépense des mêmes sommes, sous forme de forts pour la défense des rades, constituerait un emploi préférable des ressources de l'État.

Les torpilleurs n'eurent pas l'occasion de jouer le rôle pour lequel ils sont étudiés, et le principal enseignement à tirer des services qu'ils furent appelés à rendre est leur incapacité pour tout service d'ordre général ou mixte, tel que celui d'estafette ou de navire de blocus; et, après un service de ce genre de courte durée, ils étaient hors d'état de donner les résultats de vitesse maxima qu'on aurait réclamés d'eux comme torpilleurs proprement dits. Et, peut-être, n'est-il pas hors de propos de considérer les résultats du service qu'ils ont fait en réalité comme un argument irréfutable contre les raisonnements d'une école de théoriciens maritimes qui ont préconisé, pour le service général, l'emploi du torpilleur ou d'un navire analogue, muni d'un canon de calibre moyen. Aujourd'hui, comme dans le passé, un déplacement et une longueur suffisants pour obtenir des conditions au moins moyennes d'habitabilité, la conservation de la vitesse dans des conditions variables de temps, et un approvisionnement de combustible et de vivres suffisant pour un séjour raisonnable à la mer, est le trait essentiel de tous les navires sur lesquels on veut pouvoir compter pour le service général.

Si, abstraction faite de l'intérêt toujours croissant du parfait entretien des installations mécaniques des navires de la flotte, on ne peut déduire que des enseignements limités en ce qui concerne les qualités spéciales des types particuliers de navires, étudiés spécialement en vue du service de guerre, il existe cependant quelques points particuliers dignes d'intérêt, sur lesquels l'expérience a attiré l'attention, et qui sont communs à toutes les classes de navires de combat.

Il semble y avoir le plus grand intérêt à ce que l'effectif de l'équipage soit plus que suffisant pour le service ordinaire du navire, et qu'en outre les logements qui lui sont affectés soient assez vastes pour permettre de l'accroître au delà de l'effectif de paix, afin qu'on puisse le compléter par un supplément destiné non seulement à combler les vides qu'un combat peut produire, mais encore à permettre l'exécution, dans le moindre temps possible et sans surmenage, des opérations d'embarquement de charbon et autres corvées spéciales. A cet effet, on devrait autant que possible réduire l'espace occupé par les logements des officiers commandants et de leur état-major, sur les navires de ligne et autres navires cuirassés, à bord desquels l'espace est limité, et réduire le nombre et l'étendue des bureaux et de tous les autres locaux non susceptibles d'être employés au logement de l'équipage.

A l'appui de ce qui précède, on doit se rappeler aussi qu'en temps de guerre on doit s'attendre à des conditions d'habitabilité un peu différentes de celles du temps de paix, et que l'on peut faire beaucoup en rivalisant avec le commandant de l'un des croiseurs, qui, pendant toute la durée de la guerre, coucha lui-même sur la passerelle de son navire, et fit coucher l'équipage dans des couvertures sur le pont, ne distribua jamais de hamacs à ses hommes pendant toute cette période, de telle sorte qu'à tout instant le navire était prêt à un service immédiat.

Construction de la coque. — Un des faits les plus notables qui se sont révélés pendant la guerre, c'est le grand danger qui résulte de l'inflammation d'un pont en bois au-dessus d'une batterie fermée renfermant des canons des types modernes.

Partout où le pont était formé d'un bordé en bois reposant directement sur des barrots en acier, sans bordé métallique continu, la destruction du bordé en bois par le feu marcha avec une extrême rapidité.

Quand le bordé en bois était appliqué sur un bordé en tôle continu, sa destruction était moins complète, mais elle était encore de nature à faire d'un bordé en bois placé sur un pont des gaillards le sujet de sérieuses préoccupations.

Autant que l'expérience permet d'en juger, il n'est guère possible de recommander, pour le pont des gaillards, l'emploi d'un bordé en bois ignifugé, les procédés de cette espèce tendant à réduire notablement la résistance du bois et à accélérer, par suite, l'usure en service. D'ailleurs l'emploi d'un pont

complet en bois non ignifugé paraît absolument mauvais. Tout ce que l'industrie du constructeur peut suggérer à ce sujet est peut-être encore sujet à caution; cependant le remplacement du bordé en bois par quelque chose comme un épais tapis de caoutchouc, ou d'une substance manufacturée de résistance suffisante pour la fatigue qu'elle aura à subir en service, paraîtrait indispensable. Il doit être bien entendu que, dès maintenant, le bordé en bois n'est jamais employé pour couvrir d'autres ponts que ceux exposés aux intempéries.

Chaudières. — La nécessité absolue d'un type de chaudières permettant d'obtenir avec la rapidité maxima la pleine puissance de vaporisation a été abondamment démontrée. Que les navires considérés soient des bâtiments de ligne ou des croiseurs, l'importance d'un type de chaudières permettant de faire rapidement monter la pression à son maximum s'est montrée capitale, aussi bien pour les opérations générales de blocus que pour les besoins du combat.

Machines principales. — Pour les grands croiseurs, la disposition à deux hélices avec deux appareils moteurs accouplés sur chaque arbre a soulevé des critiques sérieuses, depuis qu'une erreur de jugement des officiers d'un navire, qui firent désembrayer mal à propos, pour économiser le combustible, les deux machines avant, mit ce navire hors d'état de se rapprocher de sa vitesse maxima, dans un moment critique où l'on ne pouvait songer à stopper un temps suffisant pour embrayer les machines avant. C'est peut-être un important argument supplémentaire à ajouter aux autres avantages de la disposition à trois hélices, laquelle ne pourrait donner lieu à un incident de cette nature.

Importance des méthodes employées pour combattre l'incendie. — On a parlé plus haut du danger du feu pour les ponts en bois; et, en général, on doit porter toute son intention sur les moyens de se défendre contre l'incendie, soit en réduisant la menuiserie et les autres matières combustibles, soit en employant les installations les plus complètes pour l'extinction. Outre l'établissement des collecteurs d'incendie sur toute la longueur du navire au-dessous de la flottaison, avec des colonnes montantes susceptibles d'être fermées, du pont de la batterie, par des valves placées au-dessous du pont protecteur, il convient d'établir dans le voisinage des écoutilles, sur le pont de la batterie lui-même, de nombreux raccords, auxquels on puisse visser directement les manches pour les faire courir verticalement jusqu'aux ponts exposés; de sorte que, si les colonnes montantes fixes sont avariées, on a de nombreuses manches auxquelles on peut visser les manches à incendie au moment où le feu éclate; des communications ainsi établies ne seront pas exposées à être avariées dès le début d'un engagement.

Le point principal à avoir en vue est la nécessité d'éteindre le feu dès le début sans le laisser se propager.

Appareils de réparation d'eau douce. — Les opérations de la dernière guerre ont trouvé les appareils de réparation de nombre de navires impuissants à rendre les services qu'on leur demandait. On y obvia dans quelques cas en mettant en communication directe l'une des chaudières principales avec l'un des condenseurs, de manière à concentrer dans une seule chaudière les dépôts salins, et à réduire au minimum le travail de nettoyage des chaudières consécutif à l'emploi de l'eau de mer. L'importance vitale d'un puissant appareil de réparation est hors de doute sur les navires pourvus d'appareils évaporatoires avec eau dans les tubes; mais même sur des chaudières écossaises l'emploi de l'eau salée donna lieu à des affaissements de foyer sur quelques navires.

Détails relatifs à l'armement de croiseurs auxiliaires et de navires spéciaux.

Pendant la période des hostilités on arma, pour les services accessoires de la flotte, les navires suivants :

26 yachts armés,
18 croiseurs auxiliaires,
18 transports à charbon,
2 navires-usines de distillation,
6 navires-glacières et transports de vivres,
7 navires-hôpitaux, navires-ateliers et divers,
27 remorqueurs armés.

Le déplacement global de ces navires dépassait 200 000 tonnes, et ils portaient plus de 250 canons dans leurs batteries principales et secondaires. Avant d'aborder la description de divers détails relatifs à la transformation de ces navires en vue de leur nouveau service, quelques considérations générales peuvent être intéressantes.

La plus importante peut-être des conclusions que l'on peut tirer de l'armement de navires du commerce pour les affecter au service auxiliaire de la flotte, et de celui de navires auxiliaires de la flotte pour en faire des navires de guerre, est l'importance d'une grande dimension et d'un vigoureux échantillon. Non seulement au point de vue général de l'habitabilité à la mer, mais encore à celui de la conservation de la vitesse, à quelque point de vue enfin que l'on envisage le service en général, le grand navire l'emporte de beaucoup sur le petit.

Examinons d'abord l'emploi des navires du commerce comme croiseurs auxiliaires. En général, les yachts qui furent pris pour ce service furent défectueux, soit par suite de leur petite dimension, soit par suite de leur faible échantillon. De notables exceptions, naturellement, doivent être faites à cette règle, et les grands yachts rendirent d'excellents services; mais, en général, tout l'avantage fut du côté du grand navire.

Transformation de paquebots à marchandises en croiseurs auxiliaires.

Entre autres travaux que l'auteur de la présente Note a été chargé d'exécuter, il a eu à effectuer la transformation de deux grands vapeurs à marchandises, *El Sul* et *El Rio*, en croiseurs auxiliaires connus par la suite sous les noms de *Dixie* et *Yosemite*.

En examinant les meilleurs moyens d'assurer une valeur militaire à des navires de cette espèce, il parut essentiel de les pourvoir d'une batterie aussi puissante que possible, formée des pièces à tir rapide disponibles les plus puissantes, et, par suite, le *Dixie* reçut une batterie de 10 canons de 6 pouces se chargeant par la culasse, 6 canons de 6 livres et 2 canons automatiques Colt.

La batterie du *Yosemite* fut semblable, sauf que les 10 canons de 6 pouces furent remplacés par 10 canons à tir rapide de 5 pouces.

Dans ce cas, comme dans tous les cas semblables, la question de temps était l'élément principal à considérer pour l'adoption du plan de transformation, et, comme il était évident qu'il était impossible d'adopter aucun système rationnel de protection pour la coque, la valeur du navire transformé en navire de combat dépendait entièrement de la possession de feux assez puissants pour détruire tout adversaire de force égale avant qu'il eût pu faire subir à l'assaillant de sérieuses avaries.

Bien que ces navires n'aient pas eu occasion de prouver leur valeur militaire, sauf dans le bombardement des fortifications à terre, cependant, quand on considère le nombre et l'emplacement des coups reçus par les navires des deux flottes ennemies, on peut se demander si l'absence de protection de la flottabilité et de la stabilité est aussi sérieuse qu'on le supposait au premier abord. Étant donnés la protection locale donnée aux appareils à gouverner et à leur conduite de vapeur, l'établissement de toutes les soutes à munitions bien au-dessous de la flottaison avec de puissants moyens de noyage, semblables à ceux installés sur les anciens navires de guerre en bois (la rapidité d'exécution ayant nécessité la confection de soutes en bois doublées de plomb, au lieu de soutes métalliques), et avec de puissants monte-charges placés directement sur la quille, de façon à n'exposer au feu, au-dessus de la flottaison, que les garants de hissage, on peut soutenir que ces navires auraient eu plus d'une chance de se comporter avantageusement, s'ils s'étaient trouvés vis-à-vis des canonnières espagnoles.

La plus sérieuse difficulté qui se présenta dans l'armement de ces navires fut d'obtenir une installation satisfaisante de la batterie sur le pont couvert, sur lequel six des pièces étaient placées. Le peu de temps disponible nécessitait l'emploi, comme postes à canons, des sabords de chargement établis sur ces navires, bien qu'ils fussent à une distance de l'eau qui ne permettait pas de les tenir ouverts en temps ordinaire; de plus, la manœuvre d'ouverture était peu commode et nécessitait un certain temps. Il était, par suite, indis-

pensable que les canons des gaillards qui étaient à poste en tout temps pussent battre tous les secteurs. Comme le pont supérieur était d'un échantillon léger, composé de bordages embouvetés de 1 pouce $\frac{3}{4}$ (44^{mm}), il était nécessaire de supporter les pièces placées sur ce pont par des épontilles en forme de boîte, descendant jusqu'au pont de la batterie. (Les *Pl. X, XI, XII* montrent la disposition générale de cette installation, laquelle donna toute satisfaction.)

Pour assurer un tir en chasse et en retraite à deux canons de 6 livres, ainsi qu'à deux des canons de la batterie dont il a été question plus haut, on établit en abord des encorbellements, qui furent formés de consoles rectilignes au lieu des consoles courbes habituellement employées, de sorte que peu de jours suffirent à cette installation.

La disposition générale de la batterie et les traits principaux de ces navires transformés sont donnés par les plans ci-annexés. Quelques remarques additionnelles cependant peuvent être intéressantes.

Les monte-charges, au nombre de cinq dans chaque navire, furent pris dans les types courants des appareils de hissage à vapeur, étudiés spécialement pour le transport des matériaux de construction aux étages supérieurs des vastes édifices qui forment un trait si saillant de l'architecture américaine; bien que beaucoup moins rapides que les monte-charges réglementaires des navires, ils suffirent à approvisionner la batterie de toutes les munitions qu'elle pouvait consommer, et démontrèrent, par leur puissance et leur bon fonctionnement, l'inutilité de l'accumulation d'un approvisionnement de munitions auprès des pièces, approvisionnement qu'on avait pensé établir au début, et dont l'expérience du combat a démontré l'extrême danger. Grâce au choix de ce type courant, les monte-charges étaient en place à bord dix jours après le début du travail.

Il y avait dans chaque navire cinq soutes, correspondant aux cinq monte-charges, réparties sur toute la longueur du navire, de manière à n'avoir que de faibles parcours horizontaux dans les entreponts placés au-dessus de la flottaison. L'emploi du bois dans la construction de ces soutes était nécessité par le petit nombre d'ouvriers aptes au travail de l'acier, tandis qu'on pouvait disposer d'un nombre illimité de charpentiers de terre, qui ne connaissaient que le maniement des outils à bois. Comme on voulait travailler sans arrêt, nuit et jour, sur chaque navire, avec deux équipes séparées de 2000 hommes chacune, 1000 pour chaque navire, bien des détails du travail durent être réglés, plutôt d'après la main-d'œuvre disponible que par préférence pour un tracé ou une disposition particulière.

La ventilation des navires fut assurée par l'emploi de trois ventilateurs à vapeur, placés également dans la cale, peu au-dessus de la quille et complètement au-dessous de la flottaison, de sorte qu'en branle-bas de combat les soutes à munitions étaient abondamment ventilées, et qu'en temps ordinaire les ventilateurs, en envoyant de l'air dans les cales, permettaient une

ventilation générale de tout le navire, et rendaient possible le séjour à bord des troupes en grand nombre, concurremment avec l'équipage réglementaire, les entreponts étant assurés d'une large aération.

Une attention toute spéciale avait été donnée aux bouteilles, corneaux et lavabos; des dallages en marbre y étaient établis, et toutes les précautions furent prises pour assurer des conditions sanitaires égales à celles des navires de guerre spécialement étudiés pour le transport d'équipages importants. Dans le cloisonnement nécessaire pour fermer ces compartiments, et, en général, pour les cloisons de toute espèce établies au-dessus de la flottaison, on n'employa que la tôle d'acier, et, pour le logement des officiers, les subdivisions furent formées de cloisons en toile, qui pouvaient être démontées au moment du combat, et réduisaient au minimum les dangers d'incendie.

Des blindages en charbon furent installés, ainsi que l'indiquent les plans, et la machine à gouverner à vapeur, ainsi que le tuyau qui la réunit à la conduite spéciale de vapeur établie sur toute la longueur du navire, juste au-dessus de la quille, fut protégée par une tôle de chaudière de 1 pouce $\frac{1}{2}$ (38^{mm}). Un abri en forme de croix, en tôle de même échantillon, fut établi sur la passerelle supérieure, afin de donner au commandant une légère protection contre la mousqueterie et l'artillerie à tir rapide de petit calibre. Un jeu de quatre porte-voix, un dans chaque angle de cette croix, allait jusqu'à la machine à gouverner à vapeur, de sorte que, si le manipulateur du pont supérieur, laissé sans aucune protection, eût été désemparé, on aurait pu gouverner avec le manipulateur porté par la machine à gouverner, commandé par l'officier placé sur la passerelle.

Une particularité intéressante est l'établissement sur tous les trous d'homme des ponts inférieurs de bouchons étanches, de manière à localiser autant que possible une avarie survenue aux soutes à charbon par le travers de la machine. La pratique habituelle de la marine marchande à cet égard est de mettre des capots non étanches et d'arrimer le charbon dans des séries de soutes superposées, qui communiquent librement par les trous d'homme.

Comme indication de la production possible dans ce genre de travail, nous dirons que le temps nécessité par toutes les modifications essentielles énumérées ci-dessus, telles qu'elles sont figurées sur les plans, fut de vingt et un jours à partir de la mise en train; toutefois les navires restèrent quelques jours de plus dans l'arsenal, afin d'organiser les équipages, et parce qu'on n'avait pas un besoin immédiat de leurs services.

Transports à charbon. — Le fait le plus saillant à signaler en ce qui concerne l'armement des transports à charbon, chargés de ravitailler la flotte, fut l'oubli fréquent de l'installation de treuils de pont assez nombreux pour que le charbon pût être fait simultanément sur un grand nombre de points de la longueur du transport. On n'eut malheureusement pas l'occasion d'éprouver

en service les appareils mécaniques spéciaux pour la manipulation du charbon, récemment inventés, car on ne munit pas les transports de transporteurs ou autres appareils analogues.

On éprouva de grandes difficultés à faire le charbon à la mer, les navires bord à bord, et ce mode de travail occasionna des avaries considérables, même par temps modéré. Le moyen le plus efficace de prévenir les avaries en pareil cas fut l'emploi, comme défenses entre les navires, de balles de coton comprimé, garnies d'une fourrure en cordages. Quand on employa comme défenses des glènes de cordages, ou des espars fourrés, les avaries du transport ou du navire à approvisionner furent fréquentes. Un point à signaler dans l'emploi des balles de coton, c'est que les bandes de feuillard d'acier employées dans le commerce pour les lier sont si minces qu'elles s'oxydent rapidement, et quand elles viennent à se rompre le coton s'échappe de la balle et lui ôte toute efficacité. Il faut des feuillards spéciaux plus épais et zingués pour confectionner des balles qui donnent satisfaction pour cet emploi.

Avec des conditions de temps et de mer tant soit peu dures, il était pratiquement impossible de faire du charbon bord à bord. On fit toutefois du charbon dans ces conditions dans une mesure restreinte, l'un des navires prenant l'autre à la remorque, un va-et-vient d'embarcations transportant le charbon. On obtint avec cette méthode des résultats assez satisfaisants, mais au prix de la perte d'un certain nombre d'embarcations.

Un procédé qui, dès le début de la guerre, fut signalé à l'attention par l'auteur de cette Note, mais pour lequel l'ordre d'essai ne fut donné que tardivement, et qui jusqu'ici n'a pas été définitivement essayé, était une tentative pour obtenir une solution satisfaisante du problème du ravitaillement à la mer par le procédé suivant :

Le transport à charbon était mis à la remorque du navire à ravitailler, et on faisait courir un chariot sur un conducteur en cordage métallique, qui reliait les mâts des deux navires; un treuil servo-moteur spécial servait à compenser les variations de longueur du conducteur, causées par le tangage, et un second treuil faisait courir le chariot sur le conducteur. Un essai fait sur un modèle à l'échelle du quart a donné des résultats satisfaisants; mais l'essai final de l'appareil en vraie grandeur et sur des navires charbonniers à la mer reste à faire.

Pour quiconque n'est pas familiarisé avec la pratique mécanique des Américains dans l'étude des chemins de fer funiculaires, la nouveauté de ce projet peut paraître excessive, mais, après un examen minutieux du dispositif proposé, il est à croire que la seule difficulté sérieuse à prévoir est le tracé de la valve régulatrice du treuil servo-moteur qui doit compenser les mouvements de tangage des deux navires; et le dispositif à essayer, bien que tout à fait différent dans le dessin de détail, est, comme idée générale, absolument analogue à celui des appareils automatiques de remorquage, si largement employés aujourd'hui en Amérique, et qui ont rendu possible la manœuvre de

convois de 10000 à 15000 tonnes dans les mauvais temps que l'on rencontre si souvent sur la côte nord de l'Atlantique.

Navires usines-distillatoires. — Vers la fin de la guerre on installa deux navires en usines distillatoires, mais malheureusement trop tard pour qu'ils pussent être utiles à la flotte pendant les opérations effectives de la guerre. Chaque navire avait un appareil distillatoire à triple effet, étudié pour une production moyenne journalière de 60000 gallons (272000^{lit}) d'eau douce. Dans un essai fait sur l'un de ces navires, toutes les surfaces d'évaporation en parfait état, on produisit en vingt-quatre heures 70000 gallons (318000^{lit}) d'eau potable, ou bien 100000 gallons (454000^{lit}) d'eau de réparation pour les chaudières. Chacun de ces navires était pourvu de caisses à eau d'une contenance de 1000 tonnes d'eau douce, et pouvait porter 3000 tonnes de charbon; il est à croire qu'un navire de ce genre rendrait de grands services à une flotte de blocus, en permettant de ménager le combustible, et aiderait efficacement les navires bloqueurs à conserver leurs postes, en leur fournissant toute l'eau douce nécessaire, et en réduisant la consommation de combustible pour la distillation.

Navires-hôpitaux pour le transport des malades et des blessés. — L'auteur a complètement installé le premier de ces navires au début de la guerre : le temps nécessité par la transformation fut de deux semaines. Le navire choisi était un vapeur à passagers et à marchandises de 375 pieds de long et 4700 tonnes de déplacement, connu sous le nom de *Solace*.

On désirait obtenir un logement convenable pour les médecins, infirmiers et infirmières, la pharmacie et la salle d'opération, enfin une installation pour 250 officiers et soldats blessés.

Les *Pl. XIII* et *XIV*, montrent la disposition générale adoptée; les principaux traits de la transformation sont l'établissement sur l'avant du pont de la batterie d'un vaste hôpital, avec les water-closets nécessaires, et un très puissant système de ventilation artificielle par aspiration, combiné avec une arrivée naturelle d'air, les buses d'arrivée étant uniformément réparties pour éviter les courants d'air. Cet hôpital renfermait 92 lits, et sur le même pont, à l'arrière, il y avait un hôpital de 98 lits pour les cas critiques.

Immédiatement à l'avant de cet hôpital se trouvait une blanchisserie à vapeur complète, avec séchoir, qui fut trouvée d'une grande utilité non seulement pour le nombre limité de malades qui fut en réalité reçu à bord, mais pour les navires bloqueurs de la flotte.

Sur le hurricane-deck, dans un emplacement fermé par des cloisons en toile, fut installé un troisième hôpital de 62 lits pour les contagieux; les tauds qui en formaient la couverture étaient fixés à des montants solides en bois, de sorte qu'on pouvait les conserver par les plus mauvais temps, et en même temps l'hôpital avait la ventilation la plus active.

La chambre d'opération, placée sur le pont supérieur à l'avant, dans l'ancienne salle à manger du vapeur, était par suite fort bien éclairée; à côté, à bâbord, se trouvait un cabinet de toilette avec salle de bains, douche en pluie chaude et froide et appareils de stérilisation, et à tribord une pharmacie avec un poste central téléphonique mettant en communication les divers hôpitaux avec les logements des médecins.

A l'avant de la salle d'opération, pourvue de doubles portes battantes, qui facilitaient la manœuvre des brancards portant les blessés, se trouvait un ascenseur destiné à transporter les malades de ce pont dans la batterie, où était placé le grand hôpital avant.

Sur le pont des gaillards, par le travers de l'ascenseur, étaient deux grandes chaloupes, pour le transport à bord des malades. Derrière l'hôpital avant, dans la batterie, se trouvaient 12 chambres doubles pour officiers convalescents.

Les ponts inférieurs et les cales reçurent les soutes à approvisionnements nécessaires : on y accédait par des échelles en même temps que par des panneaux, qui permettaient d'y amener directement les approvisionnements, rendus ainsi facilement accessibles dans toutes les parties du navire.

Sur le pont inférieur on avait installé une étuve à désinfection à l'extrême avant, et à l'extrémité arrière deux grands distillateurs et une machine à glace, de façon à accroître largement la production ordinaire d'eau distillée et assurer le maintien d'une température convenable dans une vaste chambre réfrigérante placée dans la batterie.

Le navire fut en outre pourvu des principales installations qui n'existent pas le plus souvent à bord des navires du commerce, telles que bureaux pour l'état-major médical et les officiers de l'équipage permanent, caisses à eau douce d'une capacité de 27000 gallons (123000^{lit}), grues tournantes pour les embarcations, échelles extérieures supplémentaires, etc.

Pour assurer une bonne tenue du navire à la mer, dans des conditions de chargement ordinaires, on ajouta 232 tonnes de lest afin d'assurer une large stabilité, sans avoir à remplir d'eau de mer les caisses du water-ballast; ces caisses pouvaient en toute circonstance servir comme caisses de réserve d'eau douce, et un tuyautage convenable fut installé dans ce but.

Navires-ateliers. — Un vapeur à passagers et à marchandises de 265 pieds de long et environ 3000 tonnes de déplacement fut installé en atelier flottant et nommé *Vulcan.* On a annexé à la présente Note une liste des principaux outils placés sur ce navire, et l'on signale à l'attention le fait que le cubilot à fonte fonctionna d'une manière tout à fait satisfaisante, et que des pièces d'une tonne furent coulées à la mer sans aucune difficulté. Les fourneaux à bronze furent continuellement en service pour couler de petites et grosses pièces.

Outre le personnel nécessaire à la conduite de la machine du navire, il y

avait 50 mécaniciens, 25 chaudronniers, 6 forgerons, 6 chaudronniers en cuivre, 6 mouleurs, 6 modeleurs, 2 charpentiers et 40 journaliers, tous disponibles soit pour aller faire les réparations nécessaires à bord d'autres navires, soit pour travailler à bord du navire-atelier.

Outre les grandes machines-outils mentionnées dans la liste ci-annexée, le navire portait une quantité considérable d'outils à main de toute espèce, et un large approvisionnement de tous les matériaux employés à l'entretien des coques et des machines, de sorte que, en dehors des réparations effectivement faites par les ouvriers du *Vulcan*, ce navire rendit de grands services à la flotte en lui fournissant les objets de toute espèce nécessaires au maintien en bon état des machines. Dans l'espace de quarante jours, le *Vulcan* satisfit à environ six cents demandes de réparations ou de délivrances de matières.

Bien que le *Vulcan* n'ait pas subi de modifications dans sa charpente en vue du service spécial qu'il avait à fournir, le seul point qui, avec l'arrangement adopté, ait donné quelque ennui, est la hauteur de l'entrepont où l'on avait installé les forges, hauteur qui était insuffisante pour permettre aux forgerons de balancer convenablement leurs marteaux; dans l'étude d'un navire de ce genre, on devra, quand le temps le permettra, porter spécialement l'attention sur ce point.

Navires télégraphiques. — Aucun navire spécialement étudié pour le relevage des câbles n'ayant été employé pendant la durée de la guerre, les opérations de la flotte ont pertinemment démontré l'utilité de la mise à la disposition du commandant en chef de navires pouvant, en eau profonde, couper des câbles, jonctionner les câbles coupés, et mouiller de nouvelles lignes quand il est nécessaire.

A défaut de navires pourvus d'appareils spéciaux pour le relevage des câbles en eau profonde, on dut faire ces opérations près de la côte, dans des bas-fonds, aux points d'atterrissement, en draguant les câbles avec des embarcations près du bord. Si de telles opérations n'ont pas coûté plus de pertes d'hommes, et n'ont pas plus mal réussi, cela ne peut être attribué qu'au manque de précaution des autorités espagnoles, qui n'avaient pas soigneusement protégé les points d'atterrissement.

L'auteur pense que tous les navires-ateliers attachés au service général de la flotte devraient être pourvus des installations nécessaires au relevage des câbles en eau profonde, et d'une longueur modérée de câble neuf, pouvant être jonctionné à un câble coupé pour établir, s'il est nécessaire, un nouvel atterrissement.

Transports de troupes. — Au début de la guerre, les États-Unis n'avaient de transports de troupes d'aucune espèce, et les navires affrétés par le gouvernement étaient sous la surveillance du Ministère de la Guerre, et non de

celui de la Marine, en dehors, par suite, de la surveillance des officiers qui ont une expérience particulière de l'armement des navires.

La pratique de l'emploi des transports dans ces conditions paraît démontrer largement la nécessité vitale de placer tous les navires de cette espèce sous la seule surveillance de l'administration maritime, de telle sorte que l'on puisse disposer des services d'officiers techniques spéciaux, familiers avec l'armement des navires, pour faciliter la transformation de vapeurs à passagers et à marchandises en transports de troupes et pour assurer l'établissement d'installations convenables pour le but qu'ils ont à atteindre.

En somme, au risque de répétitions superflues, l'auteur désire, en terminant cette Note, insister sur l'opinion émise au début, que le maximum d'efficacité des travaux soit de réparation de la flotte en temps de guerre, soit de transformation de navires de commerce en navires auxiliaires, que les résultats les meilleurs en cette matière ne peuvent être réalisés que par un système d'administration navale concentrant la responsabilité et le droit de décider des questions de détail entre les mains de l'officier technique chargé de la surveillance ou de la direction immédiate du travail en cours d'exécution; par sa position sur les lieux même du travail, il peut avoir une idée plus juste des nécessités de chaque cas particulier, que ne peut le faire une administration centrale qui n'est renseignée que par des rapports écrits.

NOTE.

Liste des principales machines-outils installées a bord du navire-atelier *Vulcan*.

Ajustage.

1 tour à banc brisé, hauteur de pointes : 40 pouces; longueur de banc : 20 pieds.
2 tours, hauteur de pointes : 30 pouces; longueur de banc : 10 pieds.
(Chacun d'eux est muni d'une barre d'alésage à tête mobile.)
4 tours, hauteur de pointes : 18 pouces; longueur de banc : 6 pieds.
1 tour, hauteur de pointes : 12 pouces; longueur de banc : 4 pieds.
1 tour revolver, petit.
1 raboteuse de 4 pieds sur 10.
2 raboteuses de 3 pieds sur 5.
1 étau-limeur de 24 pouces de course.
1 étau-limeur de 14 pouces de course.
1 étau-limeur de 10 pouces de course.
1 perceuse radiale, portée : 48 pouces.
2 perceuses, arbre de 3 pouces, pouvant percer jusqu'à 1 $\frac{1}{2}$ pouce de diamètre, course verticale de 12 pouces.
2 perceuses, arbre de 2 pouces, pouvant percer jusqu'à 1 pouce de diamètre, course verticale de 12 pouces.

1 taraudeuse, avec tarauds et filières types, pouvant tarauder de $\frac{1}{2}$ pouce à 2 pouces, en variant de 16mes de pouce.

1 machine à fileter les tubes, pouvant tarauder de $\frac{1}{2}$ pouce à 4 pouces, avec tarauds et filières réglementaires.

Un assortiment complet d'outils d'ajustage, convenant à chaque machine, ainsi que les supports et transmissions complètes, lignes d'arbres, poulies, etc.

200 pieds d'arbres de 2 $\frac{1}{2}$ pouces, par longueurs de 10 pieds, avec joints universels et petites consoles pour chaque tronçon.

1 meule à l'émeri, diamètre 18 pouces, épaisseur 2 pouces, avec son installation complète, paliers, poulies, etc.

2 meules à gros grain, diamètre 50 pouces, épaisseur 8 pouces avec auges en fonte, installation complète, paliers, poulies, etc.

Fonderie.

1 cubilot de 36 pouces de diamètre du modèle le plus perfectionné, pouvant donner une coulée de 3600 livres; ventilateur et son moteur; monte-charges; tuyautage et installation complète.

1 four à creusets, enveloppe en tôle, garniture en briques réfractaires, pouvant contenir 3 creusets de 100 livres, cheminée de 12 pouces de diamètre.

Chaudronnerie de cuivre.

Une forge à braser avec deux feux circulaires et un long, à vent forcé, enveloppe en tôle légère, garniture en briques réfractaires.

3 fourneaux à étamer, avec fers à souder, cuillers, etc.

Forge.

1 forge à feu ouvert, 5 pieds de diamètre, à vent forcé, avec hotte et cheminée de 12 pouces, construite en briques et fer, employée pour les grosses pièces et collerettes.

2 forges, à vent forcé, pouvant souder un carré de 4 pouces de côté.

2 forges portatives, avec ventilateurs à bras, pouvant souder un carré de 2 pouces de côté.

1 compresseur d'air Sturtevant, avec moteur indépendant, approvisionnement de tuyaux en tôle mince de 2 et 3 pouces pour conduite de vent.

3 ventilateurs portatifs à bras, diamètre 14 pouces, actionnés par des bringuebales.

Chaudronnerie.

1 poinçonneuse-cisailleuse, portée 15 pouces, pouvant poinçonner un trou de 1 pouce dans une tôle de $\frac{7}{8}$ de pouce, et couper 15 pouces dans une tôle de même épaisseur.

1 matière à cintrer établie sur le pont supérieur : rouleaux de 6 pouces de diamètre sur 6 pieds de long.

6 forges à rivets.

Divers.

4 distillateurs de 6000 gallons (27000 litres).

1 ventilateur à refoulement.

3 ventilateurs d'aspiration.

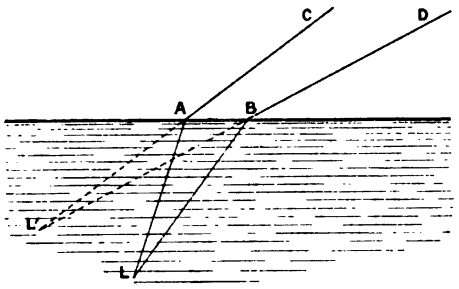
RELÈVEMENT OPTIQUE DES OBJETS IMMERGÉS,

PAR M. DIBOS,
Ingénieur,
Lauréat de l'Institut.

On sait que, par suite de la réfraction, les corps plongés dans l'eau, ou dans tout autre milieu plus réfringent que l'air, paraissent *rapprochés* de la surface de séparation; ils en paraîtraient au contraire *écartés,* s'ils étaient dans un milieu moins réfringent.

Soit par exemple un objet L plongé dans une masse d'eau (*fig.* 1). En passant de ce liquide dans l'air, les rayons LB, LA s'écartent de la normale au

Fig. 1.



point d'incidence et prennent les directions AC, BD, dont les prolongements concourent sensiblement en un point L'. L'œil qui reçoit ces rayons voit donc l'objet L relevé en L'.

Plus les rayons AC, BD sont réfractés, plus l'objet paraît relevé.

C'est ainsi que le fond d'un vase plein d'eau, ou bien le lit d'une rivière, paraît plus ou moins relevé.

C'est par le même effet qu'un bâton plongé obliquement dans l'eau semble brisé.

On conçoit, d'après cet exposé, que, si au cours de travaux de sauvetage d'épaves, ou de cargaisons en fond d'eau, ou de repêchage d'apparaux, d'ancres, d'agrès coulés, on se trouve dans la nécessité de repérer au moyen du rayon visuel les objets gisant sous l'eau à des profondeurs moyennes de 3^m à 5^m pour l'eau douce, et de 3^m, 6^m, 10^m, 15^m et 20^m pour l'eau de mer (dont la transparence avantageuse est particulièrement remarquable par les

sels qu'elle tient en dissolution), on aura des erreurs considérables d'appréciation causées par les phénomènes de la réfraction.

Il est donc mal aisé de tenir à l'aplomb vrai des objets immergés, les dragues, grues, grapins, becs-de-perroquets, saisines, destinés à leur remonte à la surface.

Il importe cependant beaucoup, dans les travaux spéciaux de renflouement en rivière et en mer, de parvenir à relever exactement, non seulement la position réelle des objets, mais de préciser la situation de certaines ouvertures, détails de carènes, rivures, pièces de membrures, de machines, etc.

Il y a quelque temps, nous fûmes envoyé en mission pour rechercher les moyens les plus propices à l'extraction des flancs d'un trois-mâts en fer, *Port-Yarrock,* coulé dans la Brandon-Bay (non loin de Tralee, sud-ouest de l'Irlande), d'un million de francs de mattes de cuivre à 88 pour 100 de pureté.

Le navire gisait éventré, mi-enlisé dans le sable et la tourbe, sous 3^{m} d'eau à mer basse. La distance de l'épave à la côte était d'une centaine de mètres environ.

Par suite de son orientation avec ouverture aux vents d'Ouest, la Brandon-Bay devenait dangereuse au possible quand soufflaient ces vents dominants qui donnaient aussi beaucoup de levée à la mer. Aussi, dès que nous voyions la crête des lames blanchir légèrement au large, devions-nous replier très vivement le matériel et filer à toute vapeur nous réfugier dans une anse mieux abritée, distante de 3 milles, sous peine, en cas de retard minime, d'être jetés à la côte sans rémission. Les scaphandriers ne pouvaient travailler que par hasard et pendant deux heures environ à basse mer pour diriger les dragues à main que l'on manœuvrait du bord d'un petit vapeur qui nous servait d'atelier et de magasin flottants. La besogne n'avançait pas et les frais de sauvetage devenaient de plus en plus onéreux. Il convenait de mettre fin à cette situation néfaste.

Le danger de ne pouvoir reprendre à bord, à un moment donné, les scaphandriers, lorsque l'on était brusquement surpris par la levée immédiate de la mer sur une simple saute de vent, devenait imminent, et nous aurions fini par avoir mort d'homme.

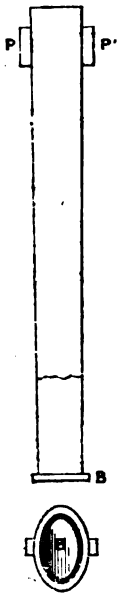
Nous dûmes renoncer à l'intervention des scaphandriers, et cependant nous ingénier à profiter des quelques heures de basse mer, même avec de la houle, pour chercher à extraire le plus possible de mattes de cuivre.

Nous décidâmes que les dragages seraient donc continués; mais, afin de guider les dragueurs, il nous vint à l'esprit de faire confectionner, par les moyens plutôt primitifs du bord, un tube en métal léger (*fig.* 2) (zinc de 14), ayant à l'orifice supérieur 0,22 × 0,16 d'ouverture, et à l'orifice inférieur 0,20 × 0,14, ce dernier orifice fermé par un verre épais.

Deux poignées furent fixées latéralement vers l'extrémité libre de ce tube ellipsoïdal et dans l'axe du petit diamètre.

Un ruban de plomb formant lest était soudé autour de l'orifice clos par le verre. La longueur du tube était de $1^m,50$.

Fig. 2.



Dans la *fig.* 3, on voit que, pour manœuvrer le tube dans un canot, il suffit de se mettre à cheval sur un des bancs de nage et, appuyant le thorax contre la fargue, de prendre les poignées P avec les mains; l'opérateur met le visage dans l'orifice supérieur du tube, en immergeant dans l'eau l'orifice inférieur, clos par la glace B, et il regarde.

Les oscillations de l'embarcation ne compromettent en rien l'aperçu des objets en fond.

Nous obtenions ainsi par 4^m à 5^m d'eau :

1° La suppression presque totale du phénomène de la réfraction;

2° Le rapprochement naturel de l'épave en fond par suite de l'enfoncement du tube diminuant l'épaisseur de la couche d'eau d'une hauteur égale à la partie immergée dudit tube;

3° La suppression des troublantes rides du vent à la surface de l'eau;

4° L'atteinte des couches liquides inférieures plus calmes que celles de la surface;

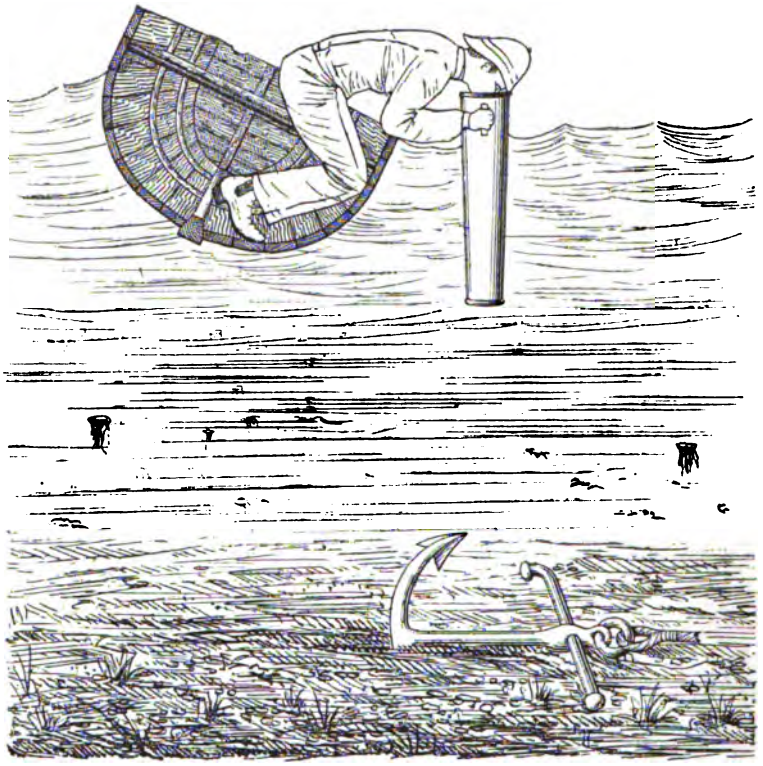
5° La vision nette des endroits où il était utile de diriger les dragues;

6° La perception exacte des détails des dégâts subis par la carène.

L'emploi de ce tube, que les matelots irlandais, que nous employions avec nos équipes françaises, baptisèrent : *Dibos water glass*, permit de pousser les travaux avec assez d'activité pour repêcher 125 000 francs de mattes de cuivre

environ, avant l'équinoxe de septembre qui, tout proche, obligea d'abandonner peu après les dragages jusqu'au retour du printemps.

Fig. 3.



Revenus en France, nous continuâmes l'emploi du *Dibos water glass*, tant en eau douce qu'en eau salée, et par des profondeurs diverses. Après de multiples essais, nous nous arrêtâmes à deux types de tubes rectilignes :

N° 1 ayant une longueur de $1^m,50$
N° 2 ayant une longueur de $2^m,50$

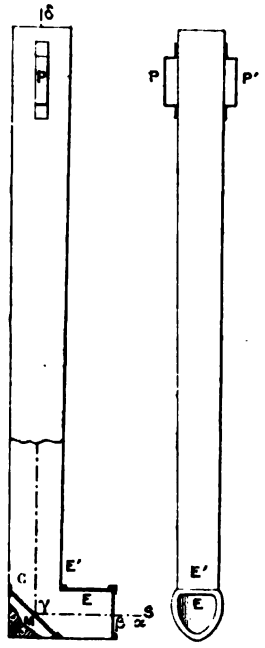
qui sont devenus, pour les opérations de renflouement et de sauvetage que nous dirigeons, de très utiles auxiliaires de perception visuelle et de relèvement sous-aquatiques.

Encouragé par ce succès, nous poursuivîmes nos recherches dans ce sens et nous construisîmes un *Dibos water glass* coudé plus complet, type n° 3 (*fig.* 4), permettant, tout en demeurant sur le pont d'un bateau flottant, de visiter néanmoins le bordé depuis la quille jusqu'à la flottaison, et de l'étrave à l'étambot.

L'application de ce nouveau dispositif a été fait à des bâtiments de petit

tonnage calant de $2^m,50$ à $3^m,50$, et nous l'étendons à des bâtiments plus forts en augmentant la longueur du tube.

Fig. 4.



Ce nouvel appareil consiste en un tube de zinc de $0^m,14$. Ce tube ellipsoïde de $0,22 \times 0,16$, a une longueur rectiligne de $2^m,50$. Il est ouvert à la partie supérieure, et terminé par un coude à angle droit et de même diamètre à la partie inférieure.

Ce coude mesure $0^m,22$ de longueur et rappelle assez les tuyaux d'écoulement d'eau de toitures, dits *dauphins*.

Toutefois, la partie métallique supérieure interne du coude est légèrement aplanie en E', le métal y est enlevé, et une glace de 10×12, horizontale, sans tain, E, épaisse, y est hermétiquement fixée.

L'orifice du coude est clos, d'autre part, au moyen d'une autre glace C, également transparente, et à garniture étanche.

En M, et suivant un angle d'environ 45°, est fixée à poste, à l'intérieur du coude, une glace avec tain (miroir de réflexion), convenablement orientée pour que les objets placés au point S puissent être facilement perçus par l'œil de l'observateur placé au point δ, à l'orifice libre du tube, leur image étant projetée suivant la ligne $\alpha\beta\gamma\delta$.

En PP' sont deux poignées que tient l'observateur pour manœuvrer le *Dibos water glass*.

En H est placé un petit saumon de plomb, de poids calculé, pour aider à l'immersion partielle de l'appareil et à son maintien suivant la verticale.

On conçoit que si l'on immerge ce tube coudé, en ayant le soin de placer en face, à distance ou contre l'objet à observer, la glace C du coude, et de regarder en même temps par l'orifice libre du tube en engageant complètement le visage dans cet orifice libre, l'image de l'objet en fond d'eau, éclairée par la lumière du jour filtrant par la glace E (si l'on place exactement la glace C contre l'objet précité), viendra se réfléchir sur le miroir incliné M et renvoyée par ce miroir à l'œil de l'observateur.

Pour le cas où la lumière du jour serait insuffisante, ou que l'on veuille travailler la nuit, il suffira de descendre à l'aplomb de la glace E, soit une lampe sous-marine (électrique ou à pétrole), soit de faire converger de la surface de l'eau, vers le point immergé à observer, un faisceau de rayons lumineux émanant d'un projecteur ou de tout autre producteur de lumière.

Ce système d'instrument, qui est très léger, et, par conséquent, très maniable, est tout indiqué pour l'examen de toutes carènes, et notamment des carènes et des hélices des torpilleurs de la défense mobile, ainsi que de celles des navires de moyen tonnage, en permettant de veiller d'une façon constante, économique, immédiate, les œuvres vives et les propulseurs, prises d'eau, etc., de ces légers bâtiments, surtout des torpilleurs (dont les crosses d'étambot sont assez susceptibles notamment) et sans être dans l'obligation de mettre ces bâtiments en cale sèche, sur le gril, ce qui fatigue toujours la coque, ou de faire intervenir un scaphandrier.

Rien n'empêchera d'ailleurs, pour des navires de plus fort tonnage, de construire, suivant ces données, des *Dibos water glass* de plus fortes dimensions.

Cet instrument peut également être utilisé, dans une certaine mesure, pour rechercher et boucher, à l'extérieur d'un bordage, les perforations des projectiles en temps de guerre, pour placer les paillets Colomès et autres.

Nous avons appliqué cet appareil, en lui apportant les modifications nécessaires pour cet usage spécial, aux pêcheries maritimes et à la recherche des bancs de pintadines, de corail et d'éponges. Le résultat a été très satisfaisant.

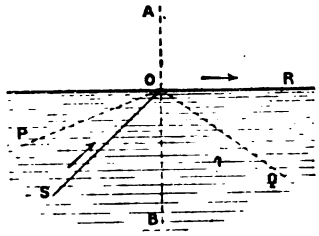
Reprenant le complément de l'exposé scientifique des phénomènes de la réfraction, que nous mentionnâmes au début de cette Note, nous ajouterons qu'on sait aussi que, lors du passage d'un rayon lumineux d'un milieu dans un autre moins réfringent, par exemple de l'eau dans l'air, l'angle de réfraction est alors plus grand que l'angle d'incidence.

Il suit de là que, lorsque la lumière se propage dans une masse d'eau, de S en O (*fig.* 5), il y a toujours une valeur de l'angle d'incidence SOR, pour laquelle l'angle de réfraction AOR devient égal à un angle droit : le rayon réfracté OR sort alors sous une incidence rasante, c'est-à-dire parallèlement à la surface de l'eau.

On sait également que l'angle SOB est l'angle limite, puisque pour tout

angle d'incidence plus grand, tel que POB, le rayon incident PO ne peut donner naissance à aucun rayon réfracté, l'expérience prouvant qu'il y a alors, suivant OQ, réflexion intérieure. Or cette réflexion est totale, la lumière incidente étant réfléchie en totalité.

Fig. 5.



Dans ces conditions, il y a intérêt, on le voit, à produire, au sein de la masse liquide même, les rayons lumineux destinés à éclairer l'objet immergé, puisque, d'après les principes de physique mentionnés ci-dessus, la totalité des rayons émis par le foyer lumineux immergé ne quittera pas la masse liquide, ramenée qu'elle y sera par la réflexion intérieure.

Donc, pour la production des faisceaux lumineux nécessaires au relèvement des épaves en fond d'eaux peu limpides, ou de nuit, ou par ciel couvert, il conviendrait, au besoin, avec le *Dibos water glass,* d'utiliser de préférence des lampes sous-marines des modèles déjà en service dans la Marine.

Le département de la Marine a mis en essai cet appareil breveté.

FIN.

LISTE GÉNÉRALE DES MÉMOIRES

PUBLIÉS DANS LES NEUF PREMIERS VOLUMES.

VOLUME N° 1 (Année 1890).

Note sur les actions réciproques du gouvernail et de l'hélice, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.

De l'influence économique de la légèreté dans la construction des navires, par M. Hauser, Ingénieur de la Marine.

Les Cuirassés de station, par M. Lisbonne, Vice-Président.

Étude sur la résistance de l'acier, par M. Cuizinier, Inspecteur du Bureau Veritas.

Croiseurs de la Marine militaire des États-Unis, par M. Lisbonne, Vice-Président.

VOLUME N° 2 (Année 1891).

De la puissance des chaudières et des causes qui la limitent, par M. de Maupeou d'Ableiges, Ingénieur de la Marine.

De la répartition des températures dans les chaudières à haute pression et des moyens de l'égaliser, par M. J. Auscher, Ingénieur de la Marine.

Étude du système de distribution Marshall, par M. Marbec, Élève-Ingénieur de la Marine.

Étude sur la résistance des carènes, par M. Alheilig, Ingénieur de la Marine.

Note au sujet de la stabilité sur houle des torpilleurs, par M. Ferrand, Ingénieur de la Marine.

Des proportions à donner au rivetage d'un joint d'égale résistance, dans le cas où tous les rivets ont le même diamètre, par M. G. Aurous, Ingénieur de la Marine.

Équations d'équilibre d'une membrane de révolution soumise à une pression intérieure, par M. Alheilig, Ingénieur de la Marine.

Recherche de la loi du mouvement de roulis sur houle, en milieu non résistant, par M. Marbec, Élève-Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 3 (Année 1892).

Note sur la loi de la variation du poids de la charpente des navires avec les dimensions et sur la limitation qui en résulte dans la grandeur absolue, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.

Méthode pour la détermination des éléments mécaniques des propulseurs hélicoïdaux, par M. Drzewiecki, Ingénieur.

Note relative à une méthode pour le calcul des carènes inclinées, par M. Ch. Doyère, Sous-Directeur de l'École du Génie maritime.

Méthode pour la recherche des bras de levier de redressement, par M. A. de Reffye, Ingénieur aux Forges et Chantiers de la Méditerranée.

Description d'un sharpee de 9t,5 de déplacement, par M. G. Aurous, Ingénieur de la Marine.

Théorie des propulseurs, par MM. Pollard et Dudebout, Ingénieurs de la Marine.

Sur quelques principes de Mécanique graphique, par M. Marbec, Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 4 (Année 1893).

Des conditions de marche des navires à petite vitesse, par M. E. Widmann, Directeur général des Forges et Chantiers de la Méditerranée.

Résultats obtenus par l'emploi du tirage forcé en cendriers fermés dans les ateliers et sur divers navires de la Compagnie générale Transatlantique, par M. V. Daymard, Vice-Président.

Quelques points concernant les cuirassés, par M. E. Weyl.

Note sur les travaux de déglaçage dans les estuaires fluviaux et maritimes, par M. Dibos, Ingénieur.

Sur la puissance giratoire comparée des gouvernails placés en avant et en arrière des hélices, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.

Note sur l'influence de l'immersion de l'hélice et de la vitesse sur la rupture du cylindre d'eau actionné, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.

Voies d'eau et pompes centrifuges, par M. de Maupeou d'Ableiges, Directeur des Constructions navales.

Étude sur l'autonomie des ports de Commerce en France et en Angleterre, par M. Le Cour Grandmaison, ancien Député, Armateur.

Nouvelle méthode de calcul des éléments d'une carène, par M. Kriloff, Professeur à l'Académie navale de Saint-Pétersbourg.

Études de géométrie des carènes, par M. Ch. Doyère, Sous-Directeur de l'École du Génie maritime.

Note sur l'utilisation des chalands pour la réparation des petits bateaux dans les ports à marée, par M. A. Croneau, Professeur à l'École du Génie maritime.

Le Congrès international maritime de Londres, par M. Muller, ancien capitaine au long cours.

De l'emploi de l'aluminium dans les Constructions navales, par M. Guilloux, Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 5 (Année 1894).

Des lois de similitude dans diverses questions de constructions navales, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.

Note sur le remplacement des foyers dans les chaudières marines, par M. V. Daymard, Vice-Président.

Carènes et machines. Formules relatives au travail résistant, par M. Risbec, Directeur des ateliers de la Compagnie des Messageries maritimes.

Étude sur la fatigue des navires, par M. L. Vivet, Ingénieur civil des Constructions navales.

Les effets de la loi sur la Marine marchande italienne, par M. Muller, ancien Capitaine au long cours.

De l'utilité du scaphandre à bord des navires long-courriers, par M. Dibos, Ingénieur.

Aperçu de la méthode Horta pour le jaugeage des fleuves et estuaires maritimes, au moyen de flotteurs amarrés, par M. Dibos, Ingénieur.

Application de la bouée-espars aux cours d'eau, par M. Lecointe, Ingénieur en chef de la Marine belge.

L'Artillerie de bord et l'armement des navires, par M. Merveilleux du Vignaux, Ingénieur aux Forges et Chantiers de la Méditerranée.

VOLUME N° 6 (Année 1895).

Emploi, dans les constructions, d'aciers à haute limite d'élasticité, par M. Barba, ancien Ingénieur en chef des Usines du Creusot.

Le problème de la vitesse, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.

Variation de pas le long d'une aile d'hélice par sa rotation dans son moyeu, par M. Daymard, Vice-Président.

Des formes à donner aux bâtiments à grande vitesse, par M. Aurous, Sous-Directeur de l'École du Génie maritime.

La bataille du Yalu et ses conséquences dans la construction des bâtiments de guerre, par M. Ferrand, Ingénieur de la Marine.

Note sur un type de bateaux de rivière à faible tirant d'eau, par M. Piaud, Ingénieur en chef du Bureau Veritas.

Recherches au sujet des bouées d'hiver pour les fleuves maritimes exposés aux débâcles de glaces, par M. Pierrard, Ingénieur de la Marine belge.

Note sur les charrues à glace, par M. Dibos, Ingénieur civil.

Notes sur les câbles et fils métalliques, par M. Duchesne, Ingénieur civil.

Applications de la turbine Laval à la Marine, par M. Sciama, Directeur de la Maison Breguet.

Les résultats de la Loi sur la Marine marchande pendant les trente-trois premiers mois, par M. Muller, ancien Capitaine au long cours.

Théorie du tangage sur mer houleuse, par M. Kriloff, Professeur à l'Académie navale de Saint-Pétersbourg.

Note sur le moteur rotatif, système Filtz, par M. Piaud, Ingénieur en chef du Bureau Veritas.

La complication des navires de guerre, ses causes et ses remèdes, par M. Croneau, Professeur à l'École du Génie maritime.

Résultats pratiques de l'emploi de l'aluminium dans les constructions navales, par M. Guilloux, Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 7 (Année 1896).

Théorie du tangage sur une mer houleuse, par M. Kriloff, Professeur à l'Académie Navale de Saint-Pétersbourg.

De l'influence qu'un chargement liquide exerce sur la stabilité d'un navire, par M. P. Duhem, Professeur de Physique théorique à la Faculté des Sciences de Bordeaux.

Changements d'immersion, de stabilité et d'assiette éprouvés par un navire qui flotte sur des liquides de différentes densités, par M. Pollard, Ingénieur de la Marine.

Note au sujet du calcul du moment résistant des gouvernails, par M. de Courville, Ingénieur de la Marine.

Note sur une transformation de machine compound à 5^{kg} en machine compound à 12^{kg}, par M. d'Allest, Directeur des Ateliers Fraissinet.

Sur la guerre maritime, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.

Développement des navires de guerre dans le cours des dix dernières années, par M. Leflaive, Ingénieur de la Marine.

Note supplémentaire sur les bateaux à faible tirant d'eau avec hélices sous voûte, par M. Piaud, Ingénieur en chef du Bureau Veritas.

Derelicts, par M. Dibos, Ingénieur de la Compagnie la Foncière.

La Terminologie maritime, par M. Muller, ancien Capitaine au long cours.

Considérations et données sur les bouilleurs, par M. Gayde, Ingénieur de la Marine.

Note sur la chaudière Niclausse, par M. Duchesne, Ingénieur civil.

Les nouveaux générateurs Belleville, par M. Godard, Directeur de la Société des Générateurs Belleville.

Note sur certains aciers spéciaux, par M. Abraham, Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 8 (Année 1897).

Position d'équilibre des navires sur la houle, par M. Bertin.

Théorie générale des oscillations du navire sur une mer houleuse, par M. Kriloff.

Note au sujet d'expériences de perçage, par M. Maugas, Ingénieur des Constructions navales.

Montage des machines marines, par M. Moritz, Ingénieur des Constructions navales, Ingénieur de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée.

Formules pratiques déterminant le travail à développer par les appareils moteurs du navire suivant les différentes résistances qu'il rencontre (Extrait d'un Mémoire de M. Afonassief, Sous-Inspecteur général mécanicien du Comité technique de la Marine russe), par M. Wechkourtzoff, Ingénieur de la Marine russe.

Influence de la profondeur de l'eau sur la vitesse des navires, par M. LAUBEUF, Ingénieur des Constructions navales.

Expériences dynamométriques effectuées pendant les essais de giration du *Cassini*, par M. LAUBEUF, Ingénieur des Constructions navales.

Note sur les conditions de recette de l'aluminium, par M. BESSON, Ingénieur des Constructions navales.

Étude sur la pêche à vapeur et sur la substitution des moteurs à pétrole aux machines actuelles, par M. PAUL DUBAR, Directeur des chantiers de construction des anciens établissements Cail, à Saint-Denis.

VOLUME N° 9 (ANNÉE 1898).

Étude sur la circulation de l'eau dans les chaudières multitubulaires; par M. BRILLIÉ, Ingénieur de la Marine.

Étude de la vaporisation dans les chaudières; par M. BRILLIÉ, Ingénieur de la Marine.

Note au sujet des matériaux de construction en acier mi-dur employés sur le *Henri IV*; par M. J. MOISSENET, Ingénieur de la Marine.

Sur les formes des carènes des bâtiments rapides; par M. LAUBEUF, Ingénieur de la Marine.

Essais d'expériences sur la résistance des carènes; par M. TURGAN, Ingénieur civil des Constructions navales.

Étude sur les arbres à manivelles des machines marines; par M. SIMONOT, Ingénieur de la Marine.

Quelques observations sur la construction des navires à voiles, leur mâture et leur gréement; par M. WILKINSON.

Études expérimentales sur les vibrations dues aux machines marines; par M. PINCZON, Ingénieur de la Compagnie générale transatlantique.

Considérations sur le jaugeage des navires; par M. LÉON MULLER, Directeur de la *Revue générale de la Marine marchande*.

De la transformation des chalands-pétroliers, à citernes indépendantes, en chalands-automobiles; par M. DIBOS, Ingénieur, Lauréat de l'Institut de France.

TABLE DES MATIÈRES.

Pages

Statuts V

Liste des membres du Bureau et du Comité d'études IX

Liste des membres de l'Association XI

Dixième session de l'Association technique maritime XVII

SESSION DE 1899.

Règles approximatives pour le calcul de la surface propulsive; par M. J.-A. NORMAND 1

Nouvelle méthode pour la détermination de la courbe des centres de carène (méthode des flottaisons isoaires). — Considérations sur l'emploi pratique de la développée métacentrique différentielle; par M. LOUIS MOISSENET, Ingénieur de la Marine 13

Sur une méthode de calcul des carènes inclinées n'employant que les ordonnées des lignes d'eau des carènes droites; par M. L. RAVIER, Ingénieur de la Marine. 35

Nouvelle méthode pour le calcul des carènes inclinées; par M. LEPARMENTIER, Contre-maître des Constructions navales 45

Essais récents de croiseurs anglais; par M. PIAUD, Ingénieur de la Marine 67

Chaudières multitubulaires dérivées des types Perkins et Field; par M. LOUIS TURGAN, Ingénieur civil des Constructions navales 75

Perfectionnements successifs apportés aux chaudières multitubulaires à petits tubes; par M. BRILLIÉ, Ingénieur de la Marine 91

Description d'un nouveau type de chaudière multitubulaire; par M. BRILLIÉ, Ingénieur de la Marine 99

Note au sujet de l'évaluation du rendement économique des machines à vapeur; par M. LELONG, Ingénieur de la Marine 151

Du calcul des ventilateurs et de leur installation à bord des bâtiments de guerre; par M. LELONG, Ingénieur de la Marine 159

Calcul graphique des joints rivés et des cales de renfort; par M. ÉTIENNE COLINET, Élève de l'École du Génie maritime 193

Note sur l'emploi des bords tombés, l'épaulement des clins des tôles et la suppression des couvre-joints des abouts; par M. LE GO, Ingénieur de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée 219

Pages.

Influence des dimensions transversales des pièces sur les résultats obtenus par la trempe, l'écrouissage et sur la forme de certaines ruptures; par M. SIMONOT, Ingénieur de la Marine 229

Au sujet de quelques travaux exécutés à la tâche à l'arsenal de Fou-Tchéou; par M. DOYÈRE, Ingénieur de la marine 245

Nouvel outillage portatif pour le perçage sur les navires en construction; par M. LOUIS MOISSENET, Ingénieur de la Marine 251

Sur les divers moyens de transport de la force dans les chantiers et ateliers; par M. L. RAVIER, Ingénieur de la Marine 275

Considérations stratégiques et tactiques relatives à l'étude des navires de guerre; par M. WOODWARD, Ingénieur de la Marine des États-Unis 299

Relèvement optique des objets immergés; par M. DIBOS, Ingénieur, Lauréat de l'Institut 315

PLANCHES.

I. — Règles approximatives pour le calcul de la surface propulsive.

II à VI. — Sur une méthode de calcul des carènes inclinées n'employant que les ordonnées des lignes d'eau des carènes droites.

VII-VIII. — Nouvelle méthode pour le calcul des carènes inclinées.

IX. — Étude sur la circulation de l'eau dans les chaudières multitubulaires.

X à XIV. — Considérations stratégiques et tactiques relatives à l'étude des navires de guerre.

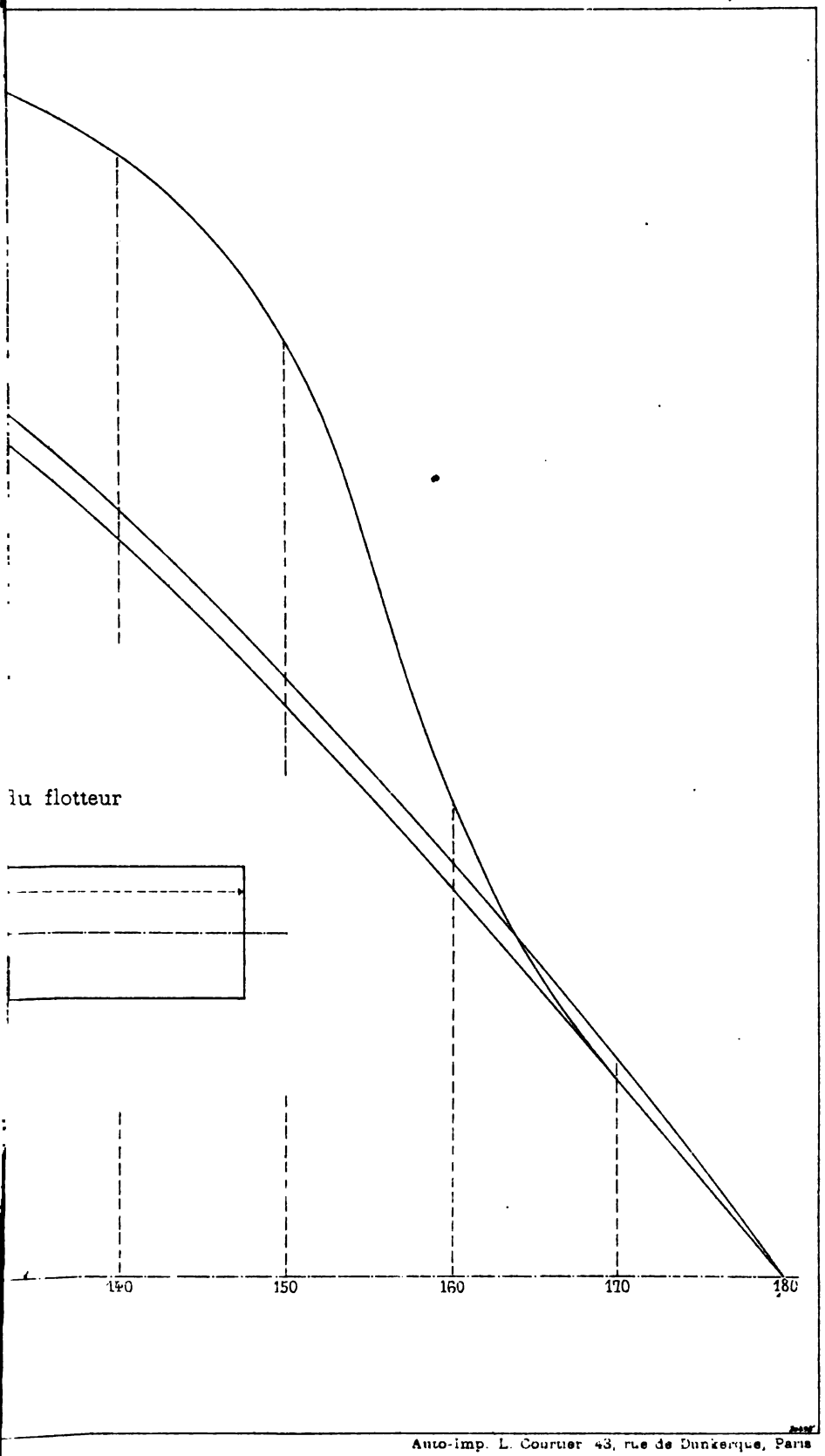
27073 Paris. — Impr. GAUTHIER-VILLARS, quai des Grands-Augustins, 55.

	Normannia		New-York.	Hohenzollern.	Olympia	Powerfull		Brooklyn	Terrible		Columbia	Minneapolis.
res —,00	152,00		115,75	116,50	103,60	152,30		122,10	152,30		125,45	125,50
100 g 560	10.770		8,620	4.270	5.680	14.430		8.280	14.430		7.470	7.510
sectien 65	108,65		125,45	67.10	90.10	.		113,80	.		104.00	104.50
58	5,31		4.36	6.66	4.44	.		4.80	.		5,44	5,42
86	24.00		20.41	26.66	19.16	.		21.98	.		24,33	24,30
64	24.95		19,75	26.80	18.77	.		21.61	.		24,06	24.00
22	42,30		40.77	36.25	38.02	44.40		40.48	44.40		39,80	39.85
	2		2	2	2	2		2	2		3	3
30	5,52		4.88	4.50	4.50	5.95		5.03	5 95		2 de 4.57 1 de 4.27	2 de 4.57 1 de 4.42
50	8.18		6.40	6.90	5.79	7.23		6.10	7.32		6.55	6.70.655
10	6.78		7.28	5.55	6.32	8.23		6.67	8.23		6.83	6.86
des ailes 90	16.27		12.84	9.66	12.63	14.50		14.06	17.10		14.93	14.93
des cercles 03	0.339		0.343	0.304	0.397	0.261		0,354	0.308		0.317	0.310
propulsive 47	27.15		21.35	16.57	20.25	25.80		23.18	29.20		25,36	25,48
70	20.75	18,63	21.00	21.53	21.69	21.80	20.98	21.91	22.41	20.81	22.80	23.07
eux de 7944	16,244	9,616	16.948	9.634	16.850	26.240	18.700	18.249	25.980	18.730	17.992	20.367
as la forme 97	3,91	4.18	4.09	4.11	3.79	.	.	4.03	.	.	4.09	3.98
45	6,55	6.90	6.11	6.48	5.79	6.16	6.64	6.17	6.36	6.58	6,31	6.16
avitesse 80	0.86	0.78	1.03	0.81	1.01	.	.	0.99	.	.	0.94	0.95
78	0.83	0.73	1.06	0.80	1.15	.	.	1.01	.	.	0.95	0.96
d° 49	0.49	0.44	0.51	0.69	0.57	0.49	0.47	0.54	0.50	0.47	0.57	0.58
	15	12	25	10	17	19	12	19	16	14	19	19
eu a 46	0.260		0.170	0.247	0.225	.		0,204	.		0,244	0.244
b 569	0.0557		0.0508	0.0630	0.0636	0.0436		0,0567	0,0492		0,0664	0,0664
c 75	14.940	18.250	11.670	17.175	12.270	10.180	12.720	18,362	12.670	14 070	16.680	15.360
d 74	0.581	0.720	0.386	0.533	0.478	.	.	0.424	.	.	0.469	0.468
e 33	0.129	0.160	0.116	0.134	0.135	0.092	0.099	0.118	0.098	0.114	0.128	0.125
f 56	0.347	0.526	0.265	0.371	0,261	0.214	0.289	0.278	0.252	0.325	0.321	0.287
88	1.205	1.341	0.810	1.147	1.036	.	.	0.929	.	.	1.069	1.056
75	0.268	0.299	0.244	0.293	0.293	0.200	0.208	0.258	0.220	0.237	0.291	0.288
38	0.720	0.980	0.556	0.798	0.566	0.467	0.606	0.610	0.565	0.676	0.732	0.662

Imp. L. Courtier, 43, rue de Dunkerque, Paris

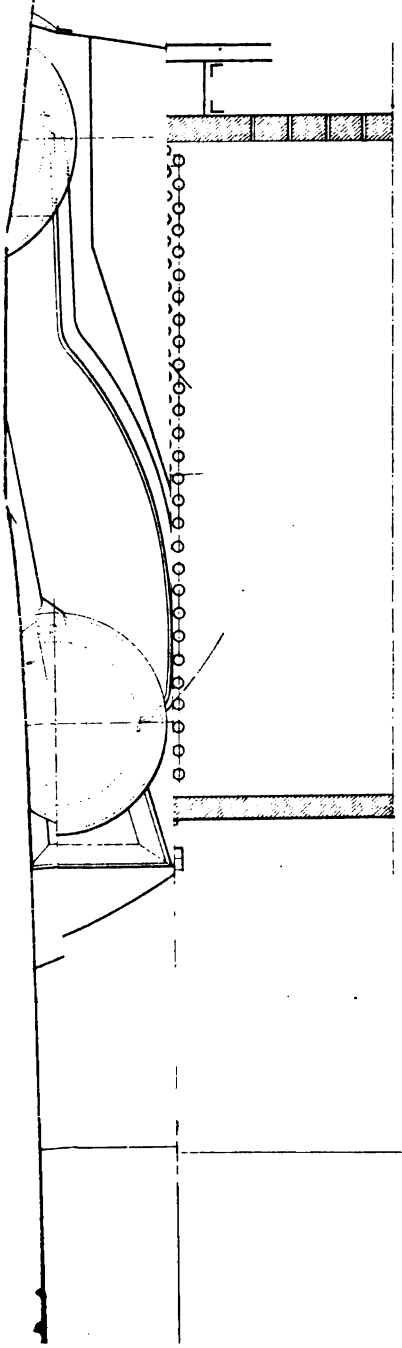
Auto-Imp. L. Courtier, 43, rue de Dunkerque, Paris.

Auto-Imp. L. Courtier, 43, rue de Dunkerque, Paris



Auto-Imp. L. Courtier 43, rue de Dunkerque, Paris

lan suivant D E

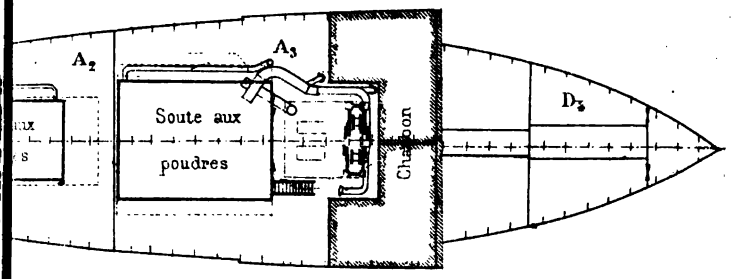


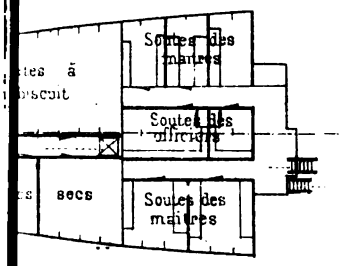
LÉGENDE

Surface de grille		2 m², 04	
Surface de chauffe	Tubes vaporisateurs	59 m², 98	Rapport = 1,76
	Tubes de retour d'eau	34 , 16	
	Collecteurs	3 , 30	
Surface de chauffe totale		97 m², 44	
Rapport à la surface de grille		47	
Section des tubes vaporisateurs		19 dm², 54	
—— d° —— de retour d'eau		20 dm², 59	
POIDS			
Des tubes		1678 k 000	
Des collecteurs		2338.000	
De la grille et des sommiers		600.000	
De l'enveloppe et des tôles de fond		811.000	
Du bâti, du cendrier et des entretoises		500.000	
Des tuyaux et coudes de communication		70.000	
Accessoires (Soupapes, Vannes, etc.)		140 000	
Total des pièces métalliques		6137 k 000	
Du briquetage		233 000	
De l'eau		1530 000	
Total général		8900 k 000	

Auto-imp. L. Courtier, [illegible] de Dunkerque [illegible]

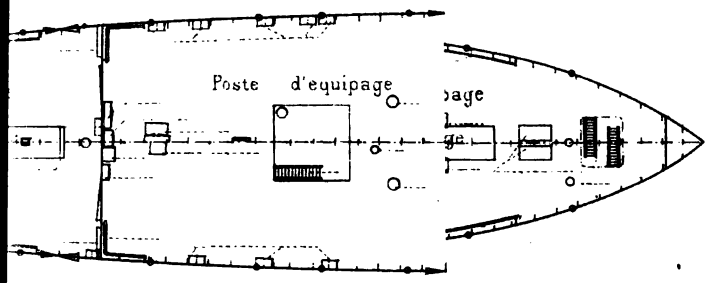
U. S. S

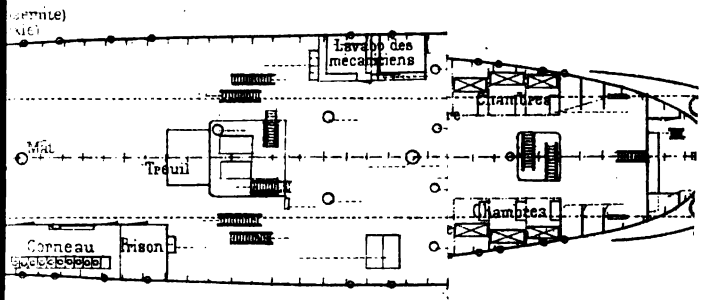


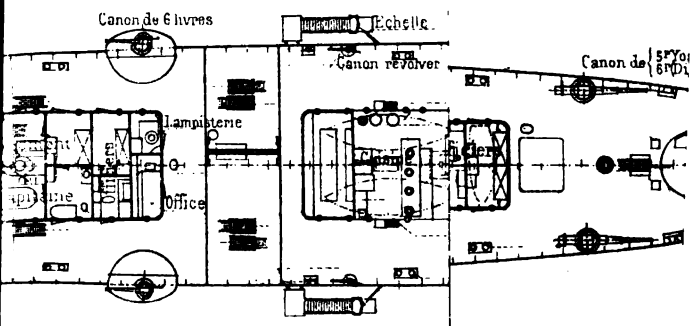


au douce

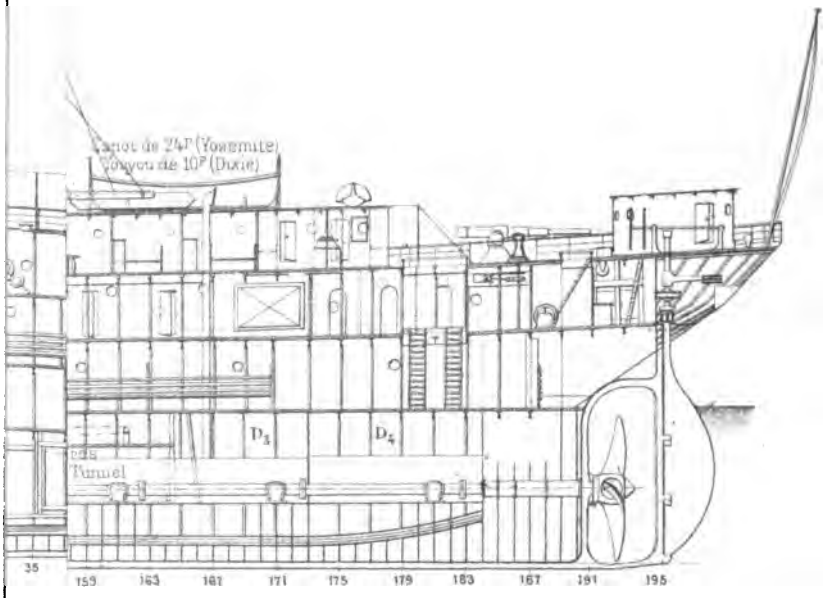
Longu	35.000
Longu rempli, on ne à l'asser une cou-	
Large 1.83 corres-	
Crux	9.100
de	12.200
Dépla achines	4.500
d'eau chaudières	9.800
Dépla	860
mer	
Mome	
de	



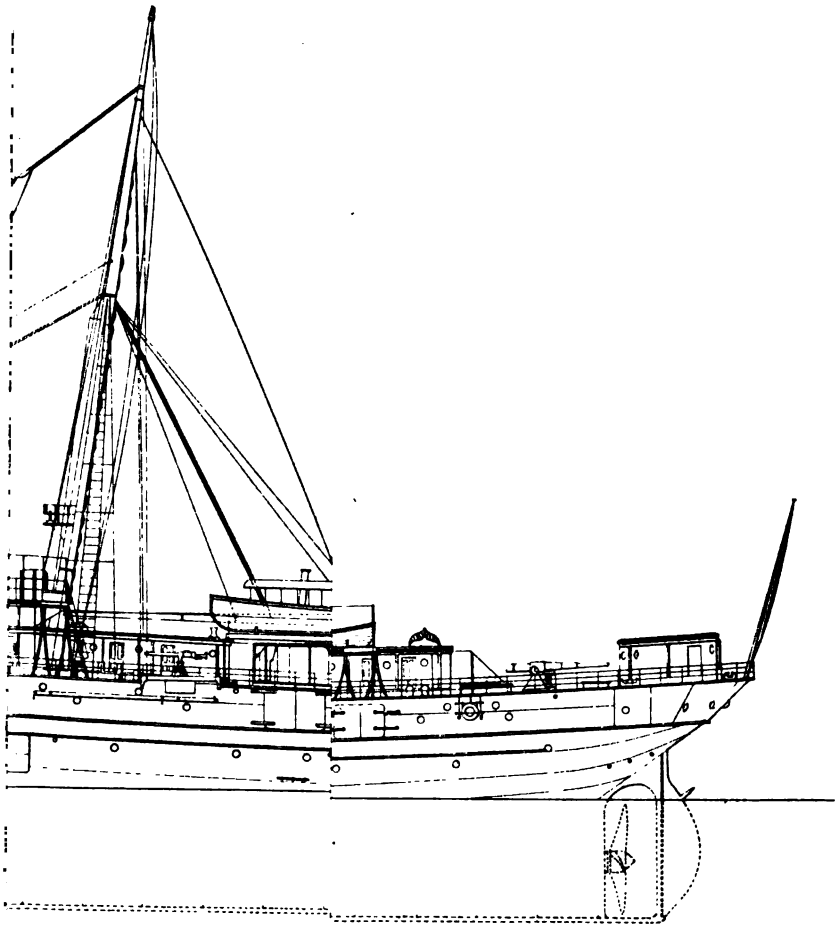




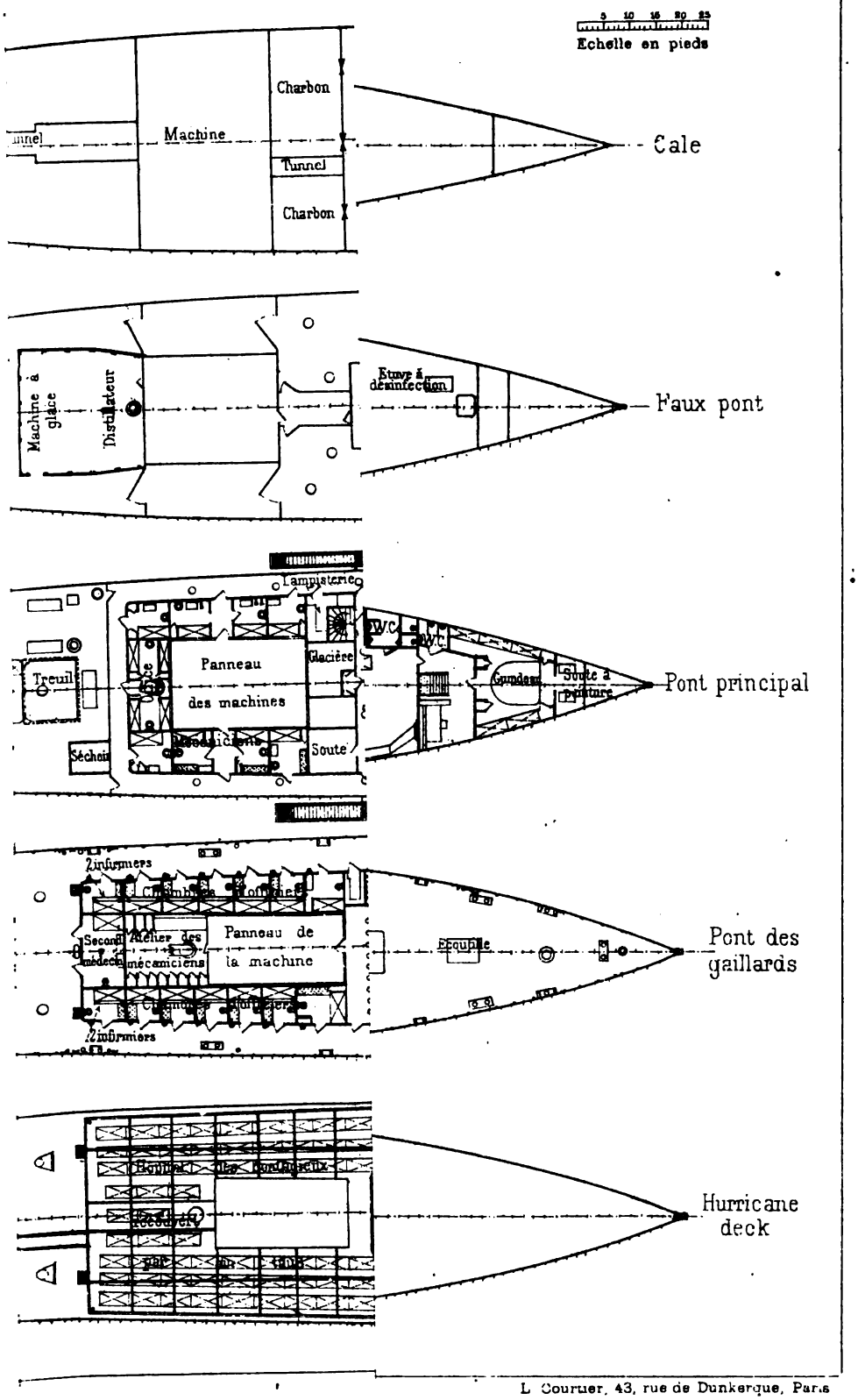
L. Courtier, 4



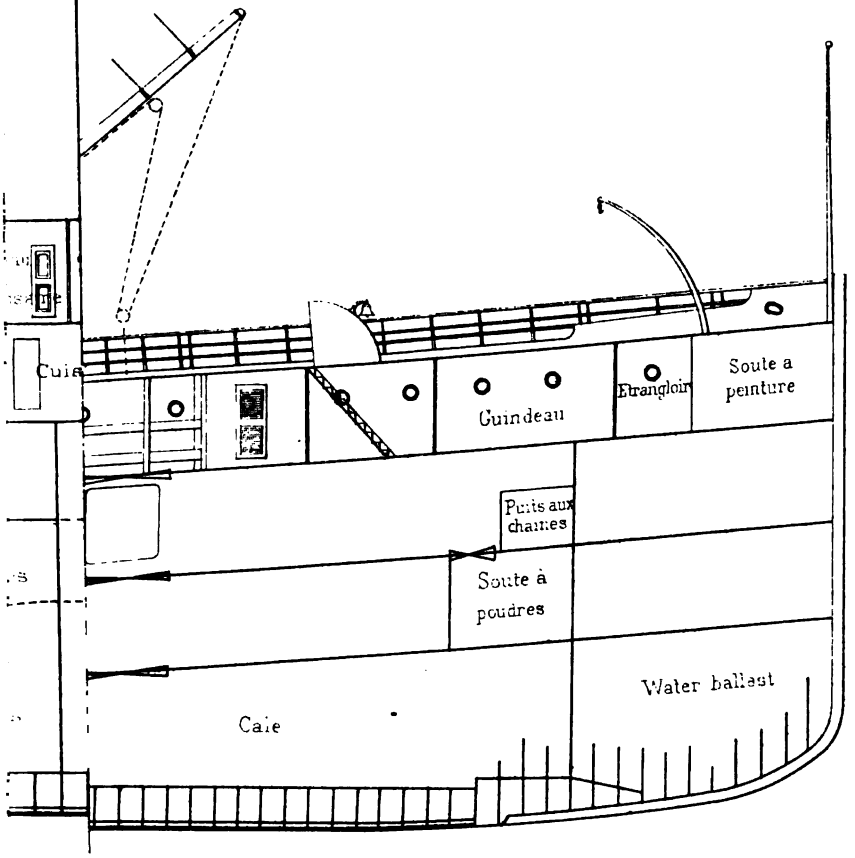
Auto Imp. L. Courtier, 43 rue de Dunkerque, Paris



Auto-Imp. L. Courtier, 43, rue de Dunkerque, Paris



L. Courtier, 43, rue de Dunkerque, Paris



Auto-Imp. L. Courtier, 43, rue de Dunkerque, Paris

urned to
last date

is incurred
specified